

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra aplikované mechaniky

Návrh a výpočet manipulátoru ke zkušebnímu stendu

Design and Calculation of the Manipulator
for the Test Device

Student:

Vít Zamarský

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Michal Weisz, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra aplikované mechaniky

Zadání bakalářské práce

Student:

Vít Zamarský

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

3901R003 Aplikovaná mechanika

Téma:

Návrh a výpočet manipulátoru ke zkušebnímu stendu
Design And Calculation of the Manipulator for the Test Device

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Popis současného stavu zařízení, jeho účel a teoretický rozbor problému.
2. Konstrukční návrh manipulátoru, tvorba prostorového geometrického modelu.
3. Pevnostní výpočet kritických konstrukčních uzlů návrhu a jejich případná úprava.
4. Sestavení kompletní výrobní výkresové dokumentace provedeného návrhu.

Seznam doporučené odborné literatury:

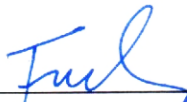
- [1] SVOBODA, P.; KOVÁŘÍK, R.; BRANDEJS, J.: Základy konstruování. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2001. 186 s. ISBN: 80-7204-212-2
- [2] ZELENÝ J.: Stavba strojů, strojní součásti. Brno: Nakladatelství Computer Press, 2003. 155 s. ISBN: 80-7226-311-0
- [3] LEINVEBR, J.; VÁVRA, P.: Strojírenské tabulky. Úvaly: Pedagogické nakladatelství Albra, 2005. 907 s. ISBN: 80-7361-011-6
- [4] LENERT, J.: Úvod do metody konečných prvků. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU, 1999. 110 s. ISBN 80-7078-686-8.
- [5] FUSEK, F.; HALAMA, R.: MKP a MHP. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU, 2012. 104 s. Skriptum. URL: http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecných_prvku_a_hranicích_prvku.pdf.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Michal Weisz, Ph.D.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019


Ing. Martin Fusek, Ph.D.
vedoucí katedry

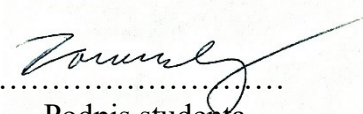



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

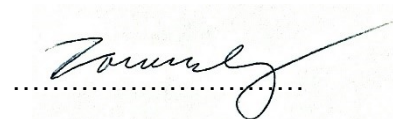
V Ostravě dne: 20.5.2019


.....
Podpis studenta

Prohlašuji že:

- byl jsem seznámen s tím, že na mojí bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – udílí díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домии, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Úřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohou jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla naloženy (až do jejich skutečné výše)

V Ostravě dne: 20.5.2019



podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Vít ZAMARSKÝ

Adresa trvalého pobytu:

Janovice 592, 739 11 Frýdlant n. O.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ZAMARSKÝ, V. *Návrh a výpočet manipulátoru ke zkušebnímu stendu: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra aplikované mechaniky, 2019, 62 s. Vedoucí práce: Ing. Michal Weisz Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem manipulátoru pro zkušební zařízení sedadel pro prostředky hromadné dopravy. Úvodem je proveden rozbor stávajícího řešení testovacího řešení a je poukázáno na jeho nedostatky. Bakalářská práce předkládá konstrukční návrh řešení, které splňuje požadavky kladené na očekávané vlastnosti a funkčnost zařízení. Součástí práce je výpočtové ověření konstrukčního návrhů, což je provedeno z části analyticky a z části numericky metodou MKP. Součástí práce je výrobní výkresová dokumentace konstrukce.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

ZAMARSKÝ, V. *Design and Calculation of the Manipulator for the Test Device: Bachelor Thesis*. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Applied Mechanics, 2019, 62 p. Thesis head: Ing. Michal Weisz Ph.D.

The bachelor thesis deals with the design of a manipulator for a test stand of the seats for public transport. The current solution of the test stand is introduced, and its weak points are pointed out. The bachelor thesis presents a structural design of a solution that meets the requirements for the expected features and functionality of the device. Part of the work is computational verification of the proposed structural design, which is done in part by analytical way and in part numerically by FEM method. The part of this work is production drawing documentation of construction.

Poděkování:

Chtěl bych poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalovi Weiszovi Ph.D. za rady, připomínka a čas, který mi věnoval pro zpracování tohoto návrhu. Dále také společnosti CZ testing s.r.o., která umožnila řadu konzultací s testovacími inženýry, kteří ve zkušebně zařízení provozují.

Obsah

SEZNAM POUŽITÝCH ZNAČEK A SYMBOLŮ	8
ÚVOD.....	9
1. POPIS STÁVAJÍCÍ SITUACE STENDU A ROZBOR PROBLÉMU	11
1.1.Stávající rozbor stendu	12
1.2.Popis využití zkušebního zařízení.....	14
1.3.Předmět úpravy zkušebního zařízení.....	15
2. KONSTRUKČNÍ NÁVRH ŘEŠENÍ A JEHO POPIS.....	17
2.1.Popis horní konstrukce	18
2.2.Popis pojízdného zařízení	19
2.3.Popis prostředního nosníku s otáčejícím mechanismem	20
2.4.Rozbor kompletní výkresové dokumentace návrhu	<u>21</u>
3. ANALÝZY A VÝPOČTY.....	22
3.1.Teoretická část výpočtů metodou konečných prvků.....	23
3.2.Pevnostní posouzení testovacího rámu.....	27
3.3.Posouzení testovacího rámu na lineární vzpěr	33
3.4.Pevnostní analýza detailu napojení horní konstrukce.....	35
3.5.Posouzení šroubových spojů prostředního nosníku	41
3.6.Posouzení konstrukčních detailů pojízdného závěsného zařízení.....	45
ZÁVĚR	47
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	49
SEZNAM PŘÍLOH	51

Seznam použitých značek a symbolů

Symbol	Jednotka	Název nebo popis veličiny
a	mm	Vzdálenost mezi šrouby na discích
b	mm	Výška závěsu pojízdného zařízení
d ₃	mm	Nejmenší průměr vnějšího závitu
d _b	mm	Vnitřní průměr díry v bočnici pojízdného zařízení
d _z	mm	Vnitřní průměr díry v závěsu
f	-	Koeficient tření mezi šroubem a diskem
h	mm	Šířka závěsu pojízdného zařízení
k ₁	-	Bezpečnost šroubů vůči ohybu nosníku pro 1. zátěžný stav
k ₂	-	Bezpečnost šroubů vůči ohybu nosníku pro 2. zátěžný stav
k _S	-	Bezpečnost konstrukce rámu vůči mezi kluzu
k _{ss}	-	Bezpečnost šroubů vůči dovolenému napětí pro smyk
k _{stB}	-	Bezpečnost bočnice v tahu vůči mezi kluzu
k _{stP}	-	Bezpečnost závěsu v tahu vůči mezi kluzu
k _φ	-	Bezpečnost pro vychýlení zatížení od hydraulického motoru
r _F	m	Rameno torzního momentu při vychýlení hydraulického motoru
t	mm	Tloušťka bočnice pojízdného zařízení
D	mm	Vnější průměr dříku šroubu
F	N	Obecná síla
F _B	N	Síla zátěže od břemene
F _š	N	Síla únosnosti šroubů pro normálové namáhání
F _V	N	Zatěžující síla od hydraulického přímočarého motoru
L	mm	Délka bočnice pojízdného zařízení
M _{OC1}	Nm	Ohybový moment v místě disku pro první zátěžný stav
M _{OC2}	Nm	Ohybový moment v místě disku pro druhý zátěžný stav
M _{Omax}	Nm	Maximální ohybový moment
M _š	MPa	Ohybový moment únosnosti šroubů
M _{TĚ}	Nm	Torzní moment únosnosti šroubů
M _{TF}	Nm	Torzní moment nosníku při vybočení hydraulického motoru
R _a	N	Reakční síla v bodě A
R _b	N	Reakční síla v bodě B
R _e	MPa	Mez kluzu materiálu
S	mm ²	Obecný obsah průřezu
σ _{Bt}	MPa	Tahové napětí v bočnici pojízdného zařízení
α	°	Dovolený úhel vychýlení zatížení od hydraulického motoru
σ _D	MPa	Dovolené napětí pro normálové namáhání
σ _{Pt}	MPa	Tahové napětí v závěsu pojízdného zařízení
σ _t	MPa	Normálové tahové napětí
σ _R	MPa	Redukované napětí rámu vykreslené metodou von Mises
τ _{Ds}	MPa	Dovolené napětí ve smyku
τ _S	MPa	Smykové napětí ve šroubech
φ _F	°	Úhel vychýlení při působení na rameni r _F

Úvod

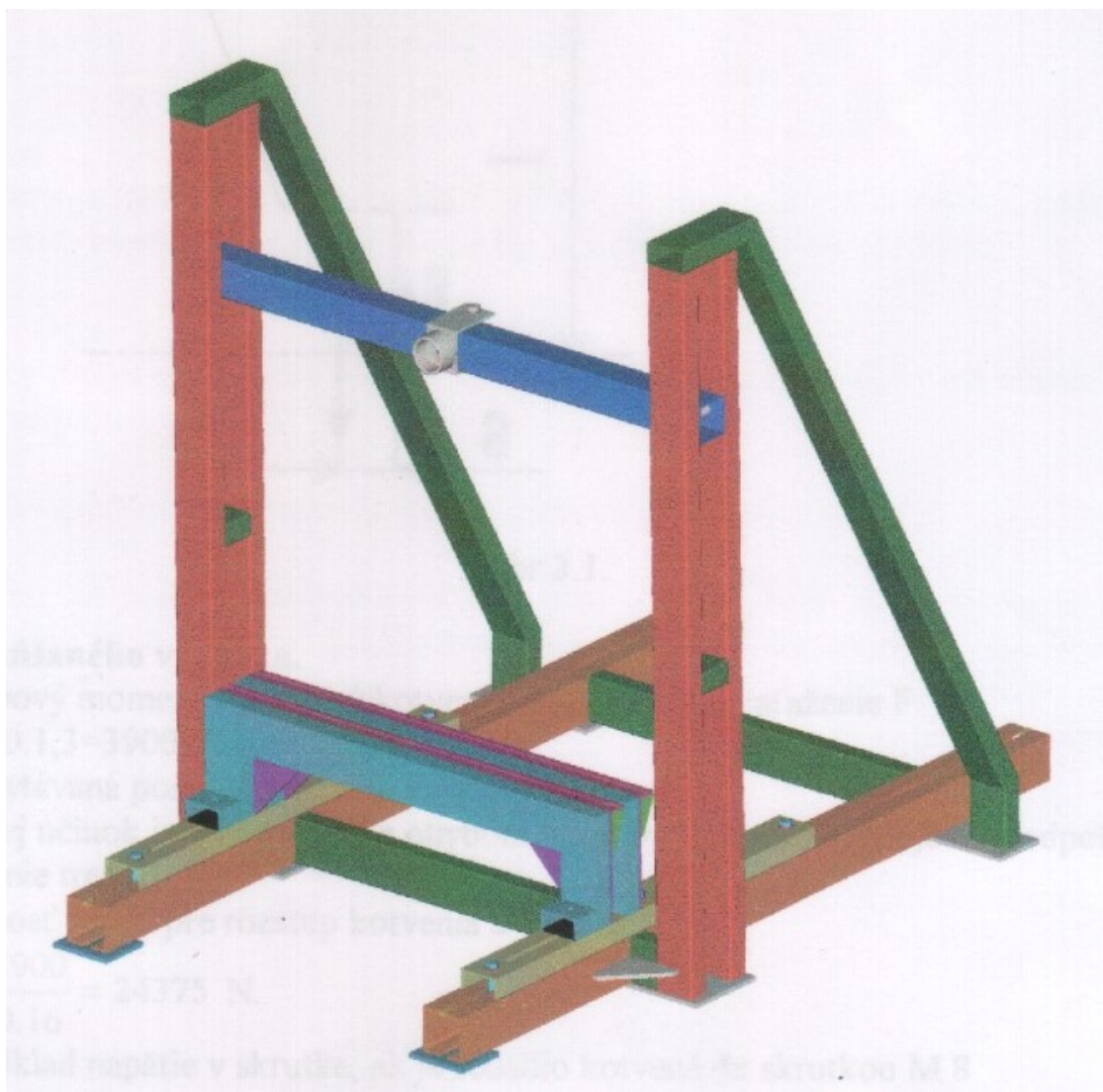
Předmětem této bakalářské práce je návrh manipulátoru pro zkušební stend. Na základě předepsaných testovacích podmínek, souvisejících norem a požadavků obsluhy vznikla potřeba rám zkušebního stendu upravit, za účelem usnadnění způsobu manipulace s hydraulickými přímočarými motory, které slouží pro zkoušení sedadel hromadné dopravy. Při současném provozování zkušebního zařízení obsluha zvedá a zároveň upevňuje od rámu hydraulické motory ručně. Hmotnost jednoho hydraulického motoru je přibližně 75 kg a manipulace s ním je fyzicky a časově náročná. Proto je nutné vyřešit způsob manipulace s tímto břemenem při používání stendu.

Řešení zadaného úkolu se skládá ze dvou kroků. V prvním kroku je proveden konstrukční návrh rozšíření a úprav stávající konstrukce testovacího rámu. V druhém kroku je tento návrh následně verifikován výpočtovými metodami jednak cestou numerických simulací metodou konečných prvků (dále také zkr. MKP) a jednak analytickými rovnicemi pružnosti a pevnosti pro vybrané triviální namáhané části.

Cílem práce je provést konstrukční návrh rozšíření a úprav testovacího stendu tak aby byly splněny požadavky a očekávání zadavatele. Současně také je cílem práce provedení výpočtové verifikace únosností ocelové konstrukce rámu na očekávané zatížení související s přípravou a realizací předmětných testů sedaček vozidel hromadné dopravy. V neposlední řadě má práce za úkol předložit výkresovou dokumentaci umožňující realizaci navrhovaných úprav měřicího testovacího stanu.

1. Popis stávající situace standu a rozbor problému

Požadavek na zkušební stand vzniknul ve společnosti BORCAD s.r.o., která je velkým českým výrobcem sedaček pro kolejová vozidla, trolejbusy a autobusy. Společnost BORCAD s.r.o. sedadla nejen vyrábí, ale především vlastní skupina konstruktérů navrhuje moderní sedačky a dvousedačky do vozidel na celém světě. Sedačky dle platných legislativ jednotlivých států musí být podrobeny předepsaným zkouškám a testům podle příslušných norem daných zemí. Jedním ze základních testů jsou právě zkoušky na systémovém zkušebním zařízení, a dále také testovací stand, nebo jen stand (z angl. Výrazu stand). Katedra částí a mechanismů strojů žilinské univerzity v roce 2001 navrhla tento rám dle požadavků společnosti viz. obrázek č.1. Společnost BORCAD s.r.o. založila dceřinou společnost CZ testing s.r.o., která se začala zabývat pouze prováděním zkoušek. Tato společnost se přestěhovala z původního sídla ve Fryčovicích do nových prostor v Novém Jičíně.



Obrázek č. 1 – Původní stav zkušebního zařízení

Při této příležitosti společnost požadovala rám upravit, tak aby ho bylo možné transportovat. Rám se rozdělil na několik částí, na které byl poté přivařeny příruby, pomocí kterých byl sešroubován zpět. Při těchto úpravách byl rám rozšířen, tak aby na něm bylo možné testovat dvousedadlo ze strany.

1.1. Stávající rozbor stendu

Celková strojní konstrukce je vyrobena z běžných válcových materiálů, které jsou vhodné pro svařované konstrukce, třída této oceli je ČSN 11 373

Univerzální zatěžovací rám se skládá z následujících částí:

- pevný rám
- pohyblivý upínací stůl
- prostřední nosník.

Pevný rám je označen pozicí 1 na obrázku č.2. Je vyhotovený jako svařovaná konstrukce z obdélníkových trubek 120x60 mm vzhledem na dostatečnou tuhost. Skládá se ze dvou sloupů vzdálených od sebe 2276 mm, které jsou spojeny v úrovni podlahy spodní základnou. Sloupy jsou podepřeny diagonálami v zadní části rámu. Ve svislých profilech sloupů jsou vyvrtané otvory s roztečí 50 mm pro upevnění prostředního nosníku.

Pohyblivý upínací stůl je označen pozicí 2 na obrázku č.2. Je sestavena z U-profilů, které jsou vymezené mezi sebou vzdáleností 22 mm pro šrouby. Slouží na přesné nastavení polohy zkoušeného sedadla vůči zatěžovací síle. Stůl dovoluje otočení sedačky o 90 stupňů, kdy se předpokládá zkouška opěrky ruky ze strany Rám upínacího stolu je pohyblivý a dovoluje nastavení vzdáleností úchytných prvků sedadla. S testovanými vzorky je možné pohybovat ve dvou horizontálních směrech.

Prostřední nosník je označen pozicí 3 na obrázku č.2. Nosník má průřez čtvercové trubky. Na tento nosník lze upevnit hydraulické přímočaré motory vertikálně i horizontálně. Nosník lze různě výškově nastavovat vůči spodnímu upínacímu stolu pomocí zajišťovacích šroubů. Prostřední nosník také propojuje sloupy mezi sebou a tím pro stav testování sedadla vzniká uzavřený rám. [6,5]



Obrázek č.2 – Současný model zkušebního rámu

Hydraulický agregát samostatně stojící celek, není zobrazen na obrázcích ocelové konstrukce stendu. Obsahuje jeden hydraulický přímočarý motor se dvěma koncovými spínači polohy pístnice. Řízení zatěžující síly probíhá pomocí tlakového ventilu a tlakového spínače s využitím již existujícího ventilového bloku agregátu, doplněný o odpojitelný manometr pro vizuální kontrolu tlaku v hydraulickém oběhu. Na obrázku č.3 lze vidět hydraulický přímočarý motor připevněný na prostředním nosníku a zároveň připevněné druhé hydraulické zařízení ke sloupům rámu. [5]



Obrázek č. 3 – Současný stav zkušebního zařízení

1.2. Popis využití zkušebního zařízení

Zkoušky pevnosti sedadel se provádí experimentálně a to proto, aby bylo ověřeno, že při daném působení silou nedochází na zkušebních objektech k deformacím, které by poškozovaly funkčnost/použitelnost nebo technickou bezpečnost sedadla. Z těchto důvodů se rozlišují zkoušky na dva druhy: zkouška pevnosti bez přetrvávající deformace a zkouška pevnosti s přetrvávající deformací ale bez porušení. Při zkouškách bez porušení působí podstatně větší síly než při zkouškách bez přetrvávající deformace. Při nich se má prokázat, že i při relativně velké deformaci součástí sedadel pro cestující nedochází k přímému nebezpečí poraněním zlomením součástí. U statické hodnoty zatížení odpovídají aplikované síly, zjednodušeně zatížením sedadla 5G, případně 3G při zrychleních ve směru nebo proti směru jízdy, 1G kolmo na směr jízdy, 2G ve svislém směru a při vandalizmu. Jako zkušební prostředek se používá zkušební těleso podle DIN EN ISO 3385 namáhatelné různými zkušebními silami. Těleso má průměr 250 mm a poloměr zaoblení hran 25 mm. Zkušební

těleso je opatřeno kloubem zaručující dosednutí tělesa v plné ploše. Fotografie zkušebního tělesa se nachází v přílohách. Při zkoušce se pod těleso umístí podložka tloušťky 30 mm z pojené pěny RG 100 pro zabránění poškození zkušební vzorku. Pro simulaci sil způsobených pohybem rukou se používá zkušební dráp. Tabulka č.1 ukazuje paletu zatěžujících sil, které musí zařízení schopno vyvinout. [1]

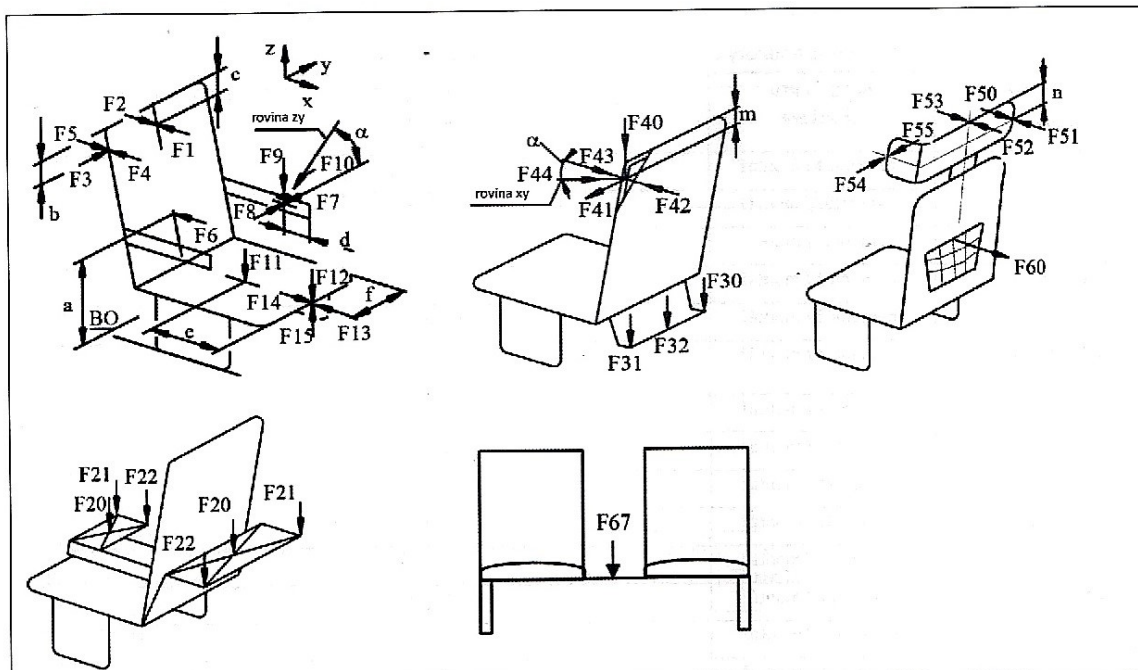
1.3. Předmět úpravy zkušebního zařízení

Má bakalářská práce řeší celkem tři problémy, které se vyskytly při používání zkušebního stendu. První řešení má za úkol usnadnit montáž hydraulických přímočarých motorů na prostřední nosník. Obsluha zkušebního zařízení musí při změně směru působící zátěže na zkušební vzorek hydraulické zařízení demontovat a nasadit zpět pro požadovaný směr. Tento dosavadní postup je pro obsluhu velice obtížný, z důvodu vysoké hmotnosti hydraulického zařízení, které musí zvedat více pracovníků.

Druhý problém, který je potřeba na stávajícím stendu řešit, vznikl jako nežádoucí vedlejší důsledek při montáži rámu. Sloupy zkušebního stendu nejsou v rozumné míře rovnoběžné. Tento problém se projevuje při upevnění prostředního nosníku do sloupů, kdy šrouby nemají potřebnou vůli, aby je bylo možné volně protáhnout děrami v nosníku a zároveň ve sloupech. Nerovnoběžnost vznikla důsledkem výrobní nepřesnosti a výrobní technologii dílů v rámu. Cílem této práce je navrhnout horní propojení rámu, které vymezí ustavení geometrie sloupů.

Třetím problémem je obecné zvedání hydraulických přímočarých motorů, kde mým cílem bylo navrhnout manipulátor, který bude schopen tyto hydraulické zařízení zvedat a poskytovat podporu při jejich polohování. Společnost požadovala návrh manipulátoru, na který lze připevnit elektrický lanový zvedák, a to tak, aby manipulátor byl minimálně 500 mm nad nejvyšší možnou pozicí prostředního nosníku.

Návrh, který bude řešit uvedené tři problémy, má za cíl současně také dosáhnout co nejnižší výrobní náklady na úpravu a být nedílnou součástí stávající konstrukce stendu a maximálně omezit jakýkoliv zásah či modifikaci stávající konstrukce.



Testovací síla	Směrné hodnoty pro testovací síly s určením cíle		Testovací síla	Směrné hodnoty pro testovací síly s určením cíle	
	bez přetrvávající deformace F v kN	s přetrvávající deformací bez prasknutí FB v kN		bez přetrvávající deformace F v kN	s přetrvávající deformací bez prasknutí FB v kN
F1/F2	1,5	2,5*)	F20	0,75	1
F3	0,5	1,5	F21/F22	0,75	1
F4/F5	0,5	1,5	F23	0,1	
F6		5*	F24		0,5
F7/F8/F9	1 [2]**)	1,5	F30/F31	1	2
F10	1 [2]**)	1,5	F32	1	2
F11		2*)	F40	0,5	1
F12	1		F41-F43	0,5	1
F13	2		F44	0,5	1
F14		1,5	F50/F51	0,5	1
F15	1,2		F52/F53	0,5	1
F16	1,2		F54/F55	0,5	1
F17	1,2		F60	0,1	
			F67	0,75	1,5

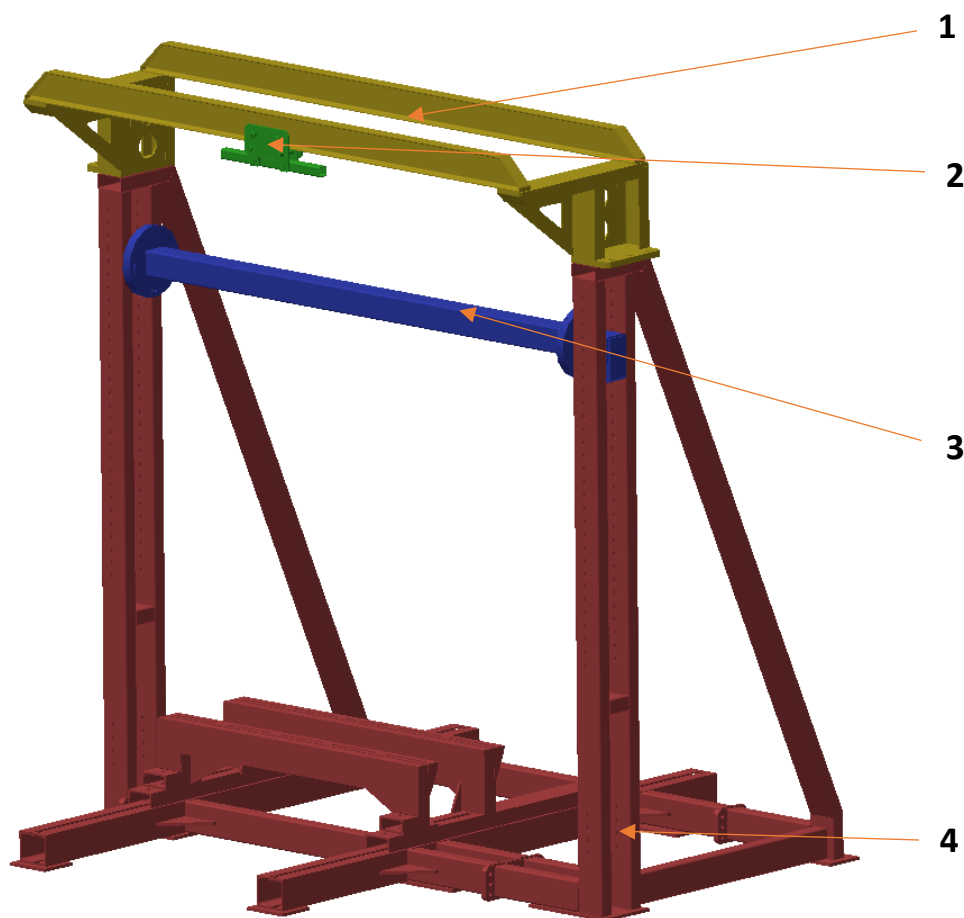
Tabulka č. 1 – schéma zkoušení sedadel vlakových vozidel

Zdroj: Podklad pro konstrukci a zkoušení sedadel pro cestující v kolejových vozidlech.

[1]

2. Konstrukční návrh řešení a jeho popis

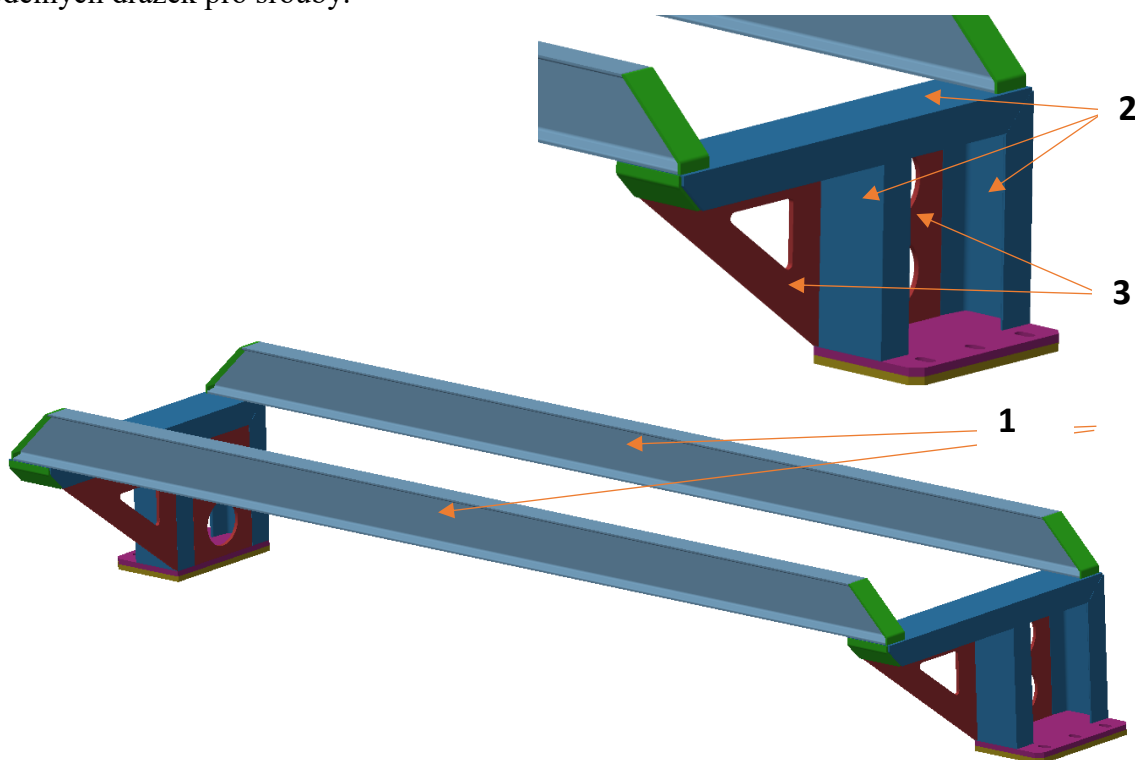
Můj návrh konstrukčního řešení je znázorněn na obr. č.4, kde je zachycen výsledný stav testovacího stendu, po provedení veškerých úprav. Stěžejní část řešení spočívá v návrhu horní nosné konstrukce a úpravě prostředního nosníku. Samotná horní konstrukce navyšuje rám o 470 mm a její detail se nachází na obrázku č.5, a zároveň na obrázku č.4 je označena pozicí 1. Dále jsem navrhl pojízdné zařízení, které se zavěsí na horní konstrukci. Toto zařízení je označeno pozicí 2 na obrázku č.4. Souběžně s tímto jsem navrhl úpravu prostředního nosníku pozicí č.3 na obrázku č.4, kde bude namontován hydraulický přímočarý motor. Stávající konstrukci rámu zůstala zachována. Současná konstrukce rámu má pozici č.4 na obrázku č.4. Celá mnou navržená konstrukce je realizována tak, aby jej bylo možné vyrobit z běžně dostupných nakupovaných profilů, plochých tyčí a plechů. Záměrně jsem při návrhu použil stejné profily, které byly použity již ve spodní části zkušebního stendu. Zvolil jsem stejné profily, z důvodu designu, aby vše vypadalo jednotně a hladce. Celkový náhled této sestavy se nachází na obrázku č.4.



Obrázek č. 4 – Celkový pohled na navrženou konstrukci

2.1. Popis horní konstrukce

Horní konstrukce je sestavena z dlouhých profilů a širokých plechů. Ke stávající konstrukci je napojena pomocí dvojice přírub. První příruby, které budou svařeny s původním rámem mají díry, ve kterých jsou vnitřní závity. Na druhé straně jsou příruby, které budou přivařeny ke zbytku horní konstrukce a mají drážky pro šrouby, které odpovídají otvorům se závity v druhé dvojici přírub. Tyto navržené dvojice přírub, respektive drážky pro šrouby umožňují korekci geometrické imperfekce ocelové konstrukce, pomocí podélných drážek pro šrouby.

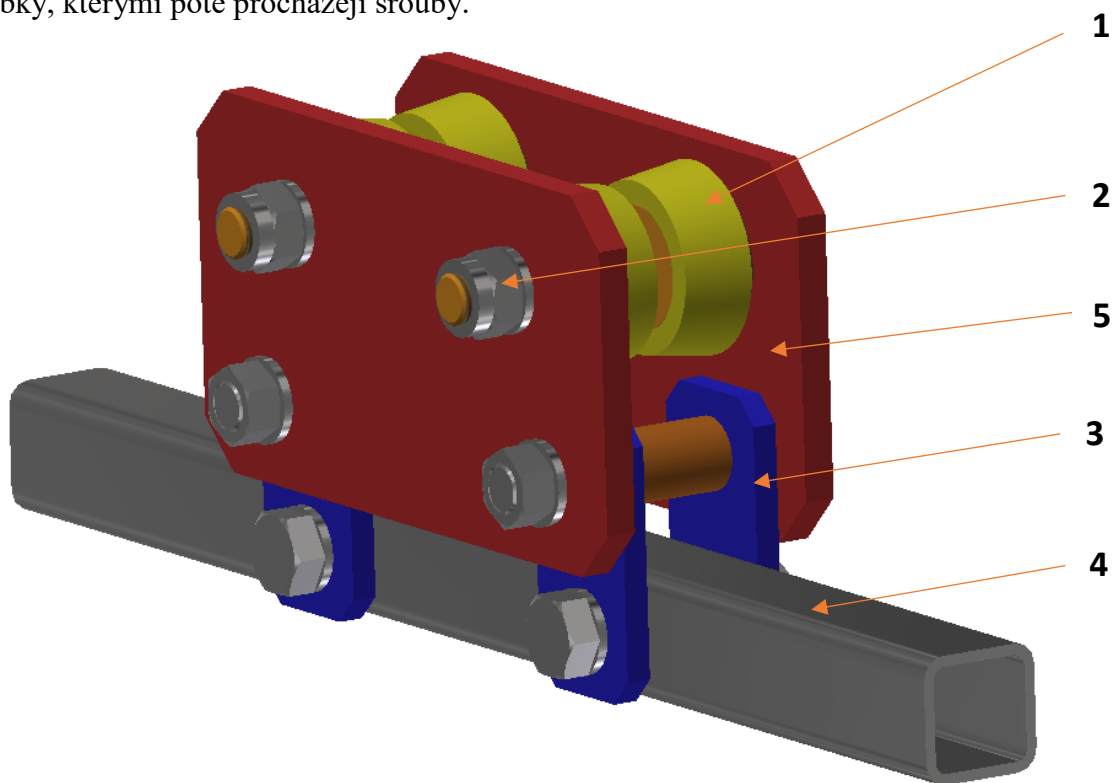


Obrázek č. 5 – Pohled na navrženou samotnou horní konstrukci

Při prvním sestavení rámu s horní konstrukcí se nastaví potřebná geometrie. Po tomto ustavení se šrouby utáhnou, čímž dojde k trvalému zafixování funkčně vyhovující geometrie rámu stendu. Nad spojovacími přírubami, pokračuje konstrukce profily U120 (pozice 2, viz. obrázek č.5), které jsou vyztuženy plechy s odlehčenými otvory (pozice 3, viz. obrázek č.5) tak, že z vnitřní strany tvoří jednu plochu. Horní příčný U-profil má volný konec uzavřený ohnutým plechem, který plní jak esteticky, tak i pro vyztužení napojení na další profily. Na trojici U-profilů jsou navrženy dva dlouhé profily I120 (pozice 1, viz. obrázek č.5), které propojují rám po celé šířce. I-profilů také slouží jako kolej pro pojízdné zařízení. I-profilů jsou na každém konci uzavřeny ohnutými plechy, které mají za úkol další následné vyztužení konstrukce v místě napojení na jiné části.

2.2. Popis pojízdného zařízení

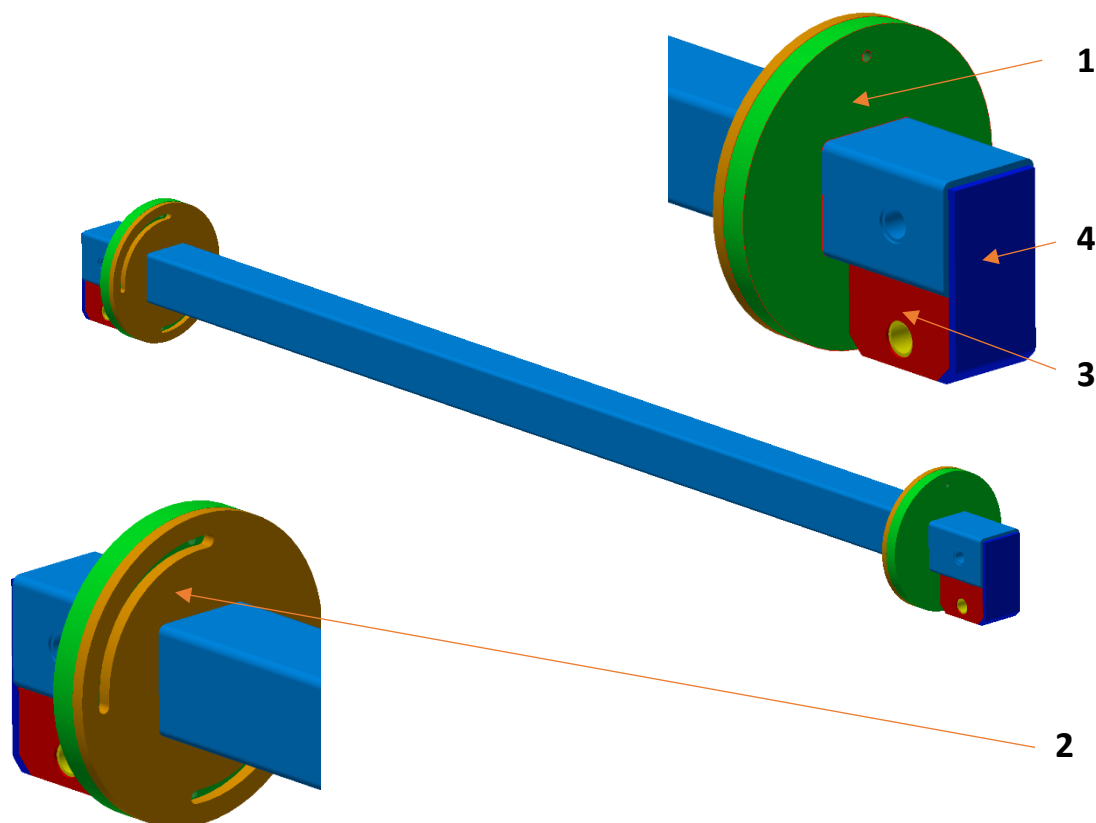
xSoučástí mého návrhu, je pojízdné zařízení, které se nachází na obrázku č.6. Pojízdné zařízení se skládá z čtyř roln (pozice 1, viz. obrázek č.6), které se otáčejí na pevné ose. Mezi osou (pozice 2, viz. obrázek č.6) a rolnou je bronzová vložka, která slouží jako kluzné ložisko. Osa je uložena s vůlí do bočnic tohoto pojízdného zařízení a zajištěno samojistící maticí M16 s podložkou o vnitřním průměru 17 mm. Pod těmito rolnami se nachází dvě závěsné kruhové trubky, které jsou staženy šrouby M16 s podložkami stejnými jako při zajištění os společně s šestihrannými maticemi. Tyto šrouby, které prochází kruhovými trubkami vymezují přesnou vzdálenost mezi bočnicemi. Šrouby také zajišťují bočnice, na které působí zatížení díky šikmým plochám na rolnách. Na trubkách, kterými procházejí již zmiňované šrouby je zavěšena čtvercová trubka (pozice 4, viz. obrázek č.6), velikosti 40 mm a tloušťkou stěny 3,5 mm. Požadavek zněl, že návrh se musí přizpůsobit pro připevnění lanového zvedáku. Lanový zvedák lze uchytit na čtvercovou trubku pomocí ok, které jsou přibaleny při koupi tohoto zvedáku. Čtvercová trubka je zavěšena na plochých tyčích, (pozice 3, viz. obrázek č.6) o tloušťce 10 mm, kterými procházejí dvojice šroubů. Stejnou tloušťku mají i bočnice tohoto zařízení. Otvory, ve čtvercové trubce procházejí kruhové trubky, kterými poté procházejí šrouby.



Obrázek č. 6 – Pohled na pojízdné zařízení

2.3. Popis prostředního nosníku s otáčejícím mechanismem

Další součástí mého konstrukčního řešení je návrh úpravy prostředního nosníku. Řešení navržené úpravy prostředního nosníku spočívá v tom, že uvolněním svěrných šroubů v navržených discích je umožněno otáčení vnitřního dílu nosníku kolem podélné osy. Opětovné zajištění polohy se provede utažením šroubu v discích. Disk, který je blíž (pozice 1, viz. obrázek č.7) konstrukci rámu má dvě díry s vnitřním závitem M10, které odpovídají



Obrázek č.7 – Náhled na upravený nosník

pozicím drážek druhého disku (pozice 2, viz. obrázek č.7). Aby při povolení těchto šroubů nedošlo ke zkrřížení, má jedna dvojice disku osazení a druhá dvojice díry. Tyto tvary disků zajišťují, aby při povolení šroubů se nenamáhaly šrouby na střih. Smykové napětí budou přenášet osazení v otvorech. Po montáži hydraulického motoru na tento nosník lze s ním celkem otáčet z horizontální polohy do vertikální, aniž by muselo být hydraulické zařízení demontováno. Aby nedošlo k natačení konců nosníků, kdy bude namontován hydraulický přímočarý motor a zároveň povolené šrouby, navrhl jsem, aby nosník byl upevněn v rámu pomocí dvou šroubů na každé straně nosníku, které zamezí jakémoliv natočení. Nosník je současně tvořen z čtvercové trubky, kde na koncích je díra pro zajištění v rámu. Díra, kterou prochází zajišťovací šroub také obsahuje trubku pro zpevnění. Navrhl jsem pod tyto díry na koncích nosníku druhé zajištění, které je navrženo z plechů (pozice 3, viz. obrázek č.7) o

tloušťce 8 mm a bude přivařeno na původní nosník. Také jsem konec profilu uzavřel ohnutým plechem (pozice 4, viz. obrázek č.7) o stejné tloušťce, který propojuje nosník se spodním přídavným zajištěním, ale také celkové zajištění vyztuží. Spodní díry propojuje také trubka jako u děr přímo v čtvercové trubce. Takto navržený upravený nosník se připevní do rámu pomocí 4 šroubů, kde na každé straně budou šrouby ob jednu díru v rámu.

2.4. Rozbor kompletní výkresové dokumentace návrhu

Po celkovém návrhu jsem vypracoval výkresovou dokumentaci nově vyráběných a upravovaných součástí konstrukce zkušebního stendu. Celý návrh obsahuje 29 výkresů, z toho počtu je 25 výrobních výkresů jednotlivých součástí a 3 výkresy podsestav. Jednotlivé podsestavy jsou pro pojízdné zařízení, svařenou horní konstrukci a prostřední nosník. Celková sestava návrhu obsahuje všechny podsestavy a jeden výrobní výkres. Na celkové sestavě a podsestavách jsou v kusovníku vypsány použité součásti včetně normalizovaných šroubů, matic a podložek.

V souladu se zadáním bakalářské práce představuje soubor vypracovaných výkresů ucelený komplet výrobní dokumentace konstrukce, na základě které, lze celý můj návrh vyrobit a následně provést montáž.

3. Analýzy a výpočty

Navrhovaná ocelová konstrukce testovacího stendu představuje z pohledu analýzy uzavřený ocelový rám. Jednotlivé konstrukční díly rámu mají charakter nosníkových těles, tj. jeden rozměr výrazně převyšuje ostatní dva (délka \gg příčné rozměry). Uzavřené rámové konstrukce jsou charakteristické svou vnitřní statickou neurčitostí, a proto jsem analýzu rámu jako celku řešil numerickými metodami.

Numerický výpočet jsem provedl v softwaru ANSYS, který jsem po konzultaci s vedoucím diplomové práce zvolil jako nejvhodnější řešení pro tento druh simulací. Použil jsem výukovou akademickou licenci, která je studentům VŠB-TUO běžně k dispozici, nicméně je tato licence omezena na přibližných 256 tis. uzlů. Výpočty jsem prováděl na vlastním počítači připojeném na školní síť pomocí VPN. S ohledem na typ analyzované konstrukce a použitou licenci jsem zvolil výpočet pomocí nosníkových prvků. Tuto metodu jsem zvolil také po konzultaci s vedoucím bakalářské práce, kdy jsme zohlednili výpočtový čas, kdyby se rám počítal jako 3D model pomocí objemových prvků.

Stávající konstrukce doposud nebyla namáhána jinak než zatěžovacími silami ze zkoušek pevnosti vzorků. Navrhovaná horní nosná konstrukce změní způsob užití rámu, kde místo dosavadních zkoušek dojde k manipulaci se zavěšeným břemenem, mimo jiné vznikne zatížení sloupů stendu tlakovými silami. Tyto nově vzniklé napěťové stavy budu řešit pomocí numerických simulací, kde budu počítat deformace a napětí. Dále z důvodu zavěšení břemene budu také provádět analýzu ztráty stability tvaru konstrukce rámu. V dalším postupu budu provádět výpočty pro vybrané detaily konstrukce, které vyplynou z globální analýzy, anebo budou vybrány z titulu samotného konstrukčního řešení jako např.: šroubové spoje a díly konstrukce, které jsou triviálně namáhány (prostý tah, smyk, atd.)

3.1. Teoretická část výpočtů metodou konečných prvků

Při výpočtech konstrukce jsem použil metodu konečných prvků (dále jen MKP), která spočívá v rozložení výpočtového modelu na menší části, které se nazývají konečné prvky. Prvkům se také nazývá elementy, které mají konečné rozměry. V praxi při výpočtu touto metodou rozlišujeme druhy elementů na jednorozměrné, dvourozměrné a třírozměrné. Do kategorie jednorozměrných můžeme zařadit nosníky, rámy, příhradové konstrukce nebo mříže. Do druhé skupiny zařazujeme skořepiny, desky nebo stěny. Jako třírozměrné elementy se používají objemové prvky. Numerická simulace nebo analýza, která se provádí pomocí MKP se skládá z konečného počtu elementů. Prvky mají mezi sebou zajištěnou

dostatečnou interakci, aby opět tvořily souvislý celek a byla zajištěna rovnováha a kompatibilita modelu.

Při simulaci MKP musíme definovat zatížení a uložení. Zatížení vznikají především od břemen a momentů, které jsou buď soustředěny v bodech nebo působí spojitě na plochu, hranu na část nebo celek soustavy. Uložení modelu znamená, že musíme přesně definovat okrajové podmínky modelu. Jde o omezení stupňů volnosti analyzovaného modelu. Po stanovení těchto podmínek se vypočítají neznámé nebo silové faktory, které se nejprve spočítají na hranicích jednotlivých elementů a následně uvnitř elementu. Vícerozměrné modely se oproti jednorozměrným nestýkají v bodech ale ve styčných hranách, popřípadě ve styčných plochách.

Podstatným krokem je rozložení modelu konstrukce na jednodušejší popsitelné konečné prvky. Tuto metodu rozdělování povědomě používáme například při výpočtech obsahů složitých geometrických útvarů rozložením na dílčí útvary, které poté jsou lépe matematicky popsitelné. Vzhledem k derivacím lineárních bázeových funkcí jsou průběhy napěťových a deformačních složek po elementech konstantní, tudíž na hranicích mezi prvky nespojitě. V místech s velkými gradienty je proto nutné významně zvětšit počet těchto prvků, aby pozdější výsledky z výpočtu nebo analýzy byly správně interpretovány z hlediska pevnostní konstrukce. Trojúhelníkový prvek se používá často, z důvodu dobrého vyplnění ploch, ale vzhledem k již zmíněným konstantním průběhům není příliš přesný. Pro třírozměrné úlohy se používají čtyř, pěti nebo šestistěny a podobně. Prvky ve tvaru prstence se používají při řešení rotačně symetrických úloh. Rozdělení konstrukce na prvky značně ovlivňuje kvalitu přesnosti řešení, je proto velice důležité věnovat této problematice pozornost. Je nutné respektovat skutečnost, čím jemnější a pravidelnější síť, tím jsou vykreslované výsledky přesnější. Dalším krokem je definování tuhosti prvku, která vychází z materiálových vlastností. Každý prvek vzdoruje deformaci podle fyzikálních, ale také geometrických vlastností. Pro toto posouzení se používá matice tuhosti prvku při použití deformační varianty, případně matice poddajnosti při použití silové varianty. Matice tuhosti se musí přesně sestavit pro jednorozměrné elementy, pro vícerozměrné elementy se matice tuhosti odvozují exaktně. Převážně se volí náhradní funkce, které přibližně odpovídají silám nebo posunutím sousedních prvků. Náhradní funkce však ovlivňuje přesnost řešení. Třetím a zároveň posledním důležitým krokem je analýza konstrukce. Tento krok totožný se stanovením matice tuhosti dané konstrukce. Matice tuhosti se transformují jednotlivě z lokálního souřadného systému do globálního souřadného systému celé konstrukce.

Statická úloha v MKP je pro určitý element obecně popsán vztahem

$$\{F\} = [k] * \{u\} \quad (1.1)$$

$$\text{Kde } \{F\} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ \vdots \\ F_i \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} \quad (1.2)$$

je vektor obecných sil,

$$\{u\} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ \vdots \\ u_i \\ \vdots \\ u_n \end{Bmatrix} \quad (1.3)$$

je vektor obecných posuvů

$$[k] = \begin{bmatrix} k_{11} & \cdots & k_{1n} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ k_{m1} & \cdots & k_{mn} \end{bmatrix} \quad (1.4)$$

je lokální matice tuhosti obecného elementu popisující jednotlivý daný element a mění se pro každý různý element. Každá matice tuhosti musí být pozitivně definitní a její rozměr je dán počtem stupňů volnosti. Stupeň volnosti je definován jako možný pohyb nezávislý na zatížení, kterým se těleso dostane z jedné polohy do druhé ať už v rovině nebo v prostoru. Další definice stupňů volnosti je vlastně minimální počet souřadnic, kterými jde těleso jednoznačně zakótovat polohu tělesa v rovině nebo v prostoru. Lokální matice tuhosti se zakomponují do globální matice tuhosti popisující celý systém. Tato matice prvku je obecně daná vztahem

$$[k] = \int_{(V)} [G]^T * [C] * [G] * dV \quad (1.5)$$

$$\text{Kde } [G] = [\partial]^T * [N] \quad (1.6)$$

Operátorová matice má tvar

$$[\partial] = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (1.7)$$

Matice tvarových funkcí

$$[N] = [M] * [A]^{-1} \quad (1.8)$$

Kde $[M]$ je matice báзовých funkcí a liší se podle typu prvku,

$$[A] = \{r\} * \{\alpha\}^{-1} \quad (1.9)$$

je matice relací a její rozměr je dán počtem stupňů volnosti.

$$\text{kde } \{\alpha\} = \begin{Bmatrix} \alpha_1 \\ \alpha_2 \\ \alpha_3 \\ \alpha_4 \\ \vdots \\ \alpha_i \\ \vdots \\ \alpha_m \end{Bmatrix} \quad (1.10)$$

je vektor zobecněných souřadnic. Aby byly tyto souřadnice jednoznačně určeny je třeba, aby počet zobecněných souřadnic byl roven počtu zobecněných posuvů prvku, tedy roven stupňů volnosti daného prvku.

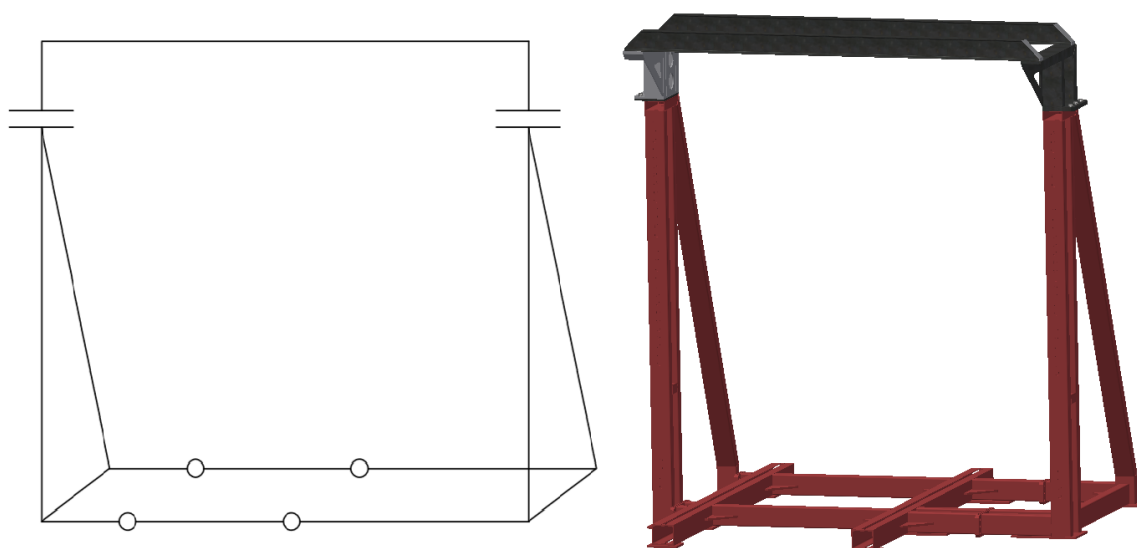
$$\text{Kde } \{r\} = \begin{Bmatrix} r_1 \\ r_2 \\ r_3 \\ r_4 \\ \vdots \\ r_i \\ \vdots \\ r_m \end{Bmatrix} \quad (1.11)$$

je vektor zobecněných posuvů v uzlech. [3,4,6]

3.2. Pevnostní posouzení testovacího rámu

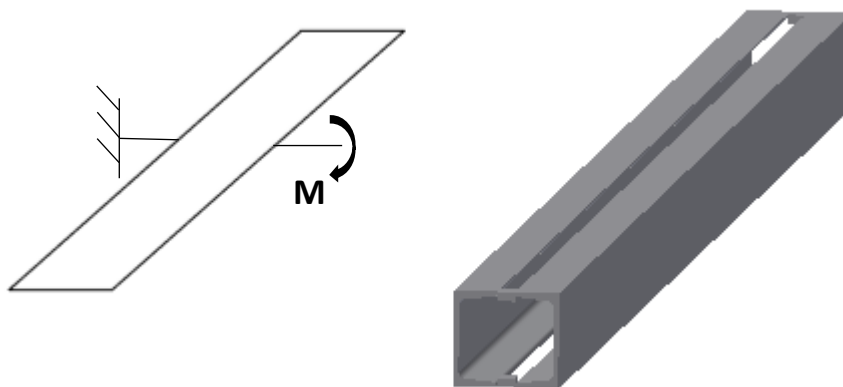
Tyto simulace jsem provedl pomocí nosníkových prvků z důvodů již uvedených v předešlé kapitole. Analýzy jsem prováděl na předem připravené geometrii, kterou jsem také vytvořil v softwarovém balíku ANSYS. Tuto sestavenou geometrii budu v další kapitole popisovat podrobněji.

3.2.1. Výpočtový geometrický model



Obrázek č. 8 – Znázorněná geometrie výpočtového modelu

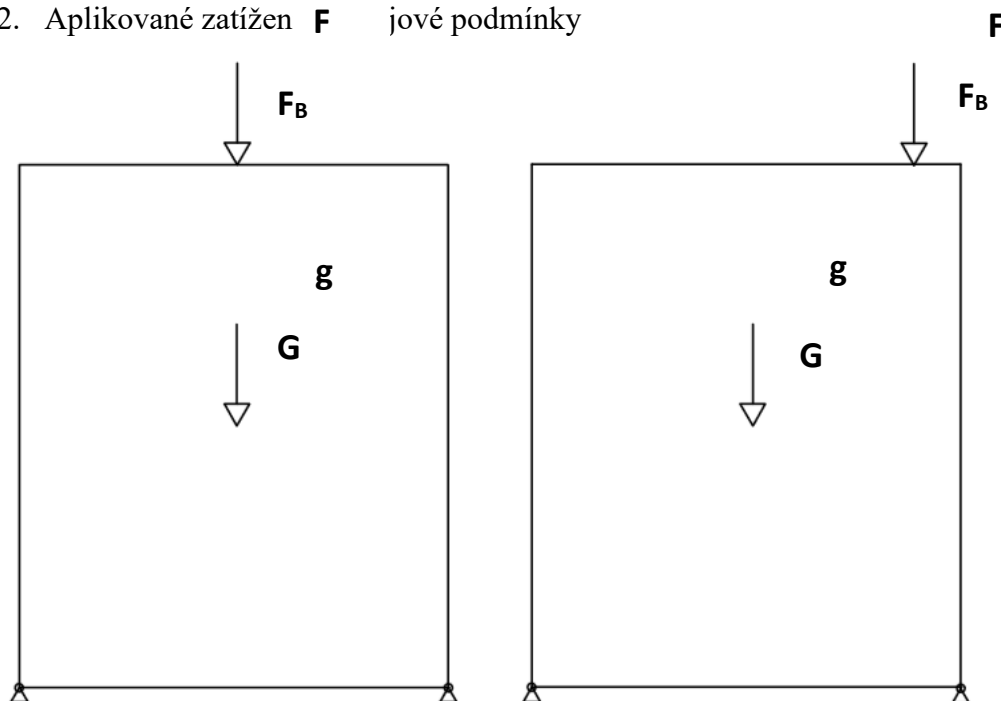
Pro simulaci pomocí nosníkových prvků jsem si připravil zjednodušenou geometrii rámu, která je schématicky vyobrazena na obrázku č.8. Geometrii jsem navolil průřezy, které odpovídají 3D modelu. Simulace přírub a plechů jsem prováděl skořepinovými prvky, kde jsem prvně nakreslil jejich tvar a poté definoval tloušťku. Celkovou geometrii jsem si rozdělil na dvě části: horní (má navržená konstrukce) a spodní (stávající rám). Tyto části jsem propojil kontakty na plochách přírub, které odpovídají vetknutí.



Obrázek č. 9 – Znázornění geometrie spodní konstrukce pro simulaci

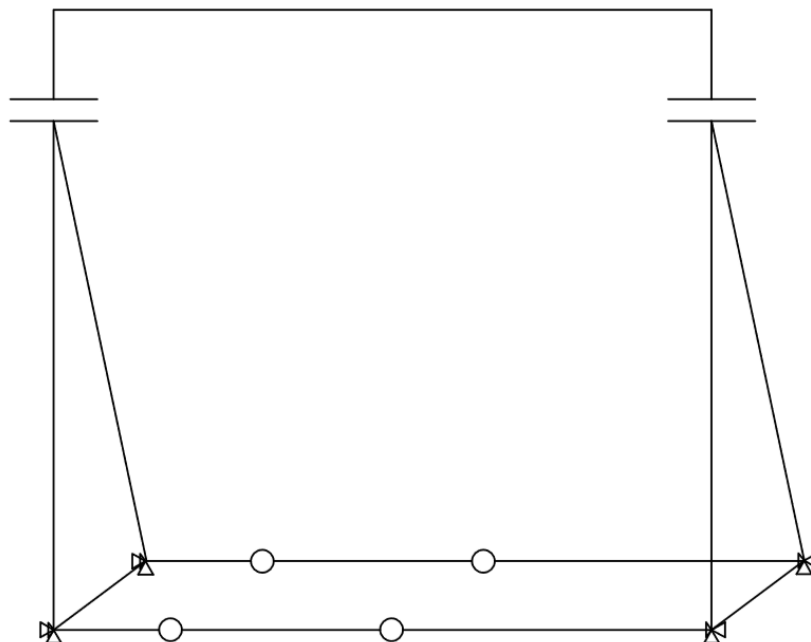
Z důvodu, že sloupy konstrukce rámu nejsou spojeny konstantním průřezem, jsem obě propojení mezi sloupy rozdělil na tři části. Na obrázku č.8 se nacházejí rozdělené části, mezi které jsem vložil klouby. Pro tyto klouby jsem definoval torzní tuhost, kterou jsem si již vypočetl mimo hlavní výpočet. Tuhost jsem vypočetl také pomocí nosníkůvých prvků, kdy jsem vytvořil geometrii podle 3D modelu. Vyobrazená geometrie se nachází na obrázku č.9. Této geometrii jsem definoval průřezy, které odpovídají profilům U120 a na koncích jsem profily propojil skořepinovými prvky o tloušťce 10 mm. Na jeden z těchto profilů jsem uprostřed zvolil vetknutí a naproti tomu na druhém profilu jednotkový moment 1 Nm. Z této simulace jsem vyčetl úhel natočení, kde jsem poměrem mezi momentem a úhlem natočení dostal výsledek 51,9 Nmm/stupeň. Tento výsledek jsem definoval všem čtyřem kloubům.

3.2.2. Aplikované zatížení F a ohraničující podmínky



Obrázek č. 10 – Znázornění zátěžných stavů stendu

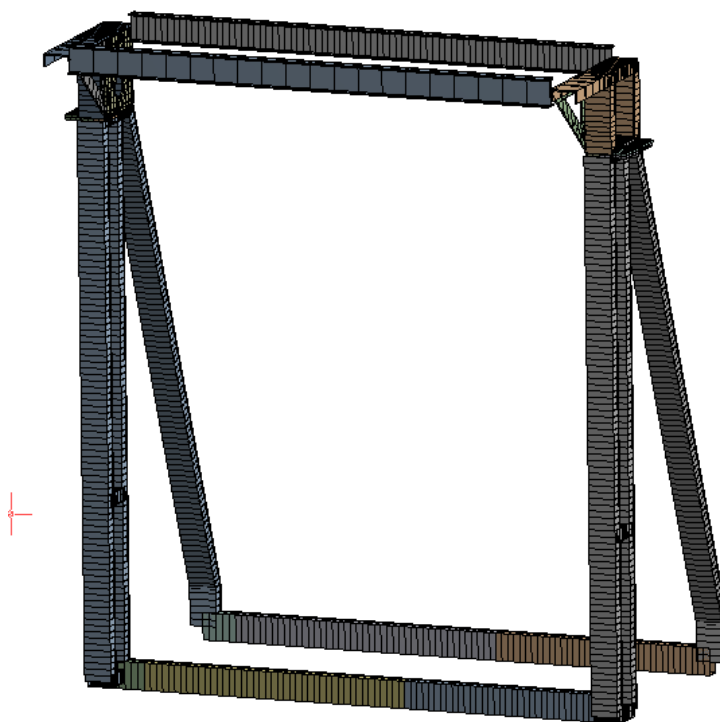
Zatížení bylo dle požadavků stanoveno na 2700 N, které představují hmotnost zvedaného břemene a elektrického navijáku, součet z důvodu bezpečnosti násobený třemi. Hmotnost se dále vynásobila gravitačním zrychlením, čím vznikla hodnota síly pro zatížení. Také jsem zohlednil imperfekce rámu a směru působení síly od břemene a z toho důvodu jsem přidal zatížení také v horizontálním směru o velikosti 5% ze zatížení svislého. K celkovému zatížení jsem počítal s gravitační tíhou celého stendu. Pro výpočet jsem počítal dva možné nejhorší případy, kdy jako první zatížení jsem volil uprostřed mezi sloupy, kde je největší ohybové napětí pro I-profil. Druhý zátěžný stav jsem zvolil co nejbližší jednoho z krajů, kde bude největší napětí na jedné straně konstrukce rámu.



Obrázek č. 11 – Znázornění okrajových podmínek, odebrané posuvy

Zkušební stend není ve zkušebně pevně přichycen k podlaze. Z toho důvodu jsem všechny posunutí ve spodních rohových uzlech zafixoval.

3.2.3. Výpočtová MKP síť



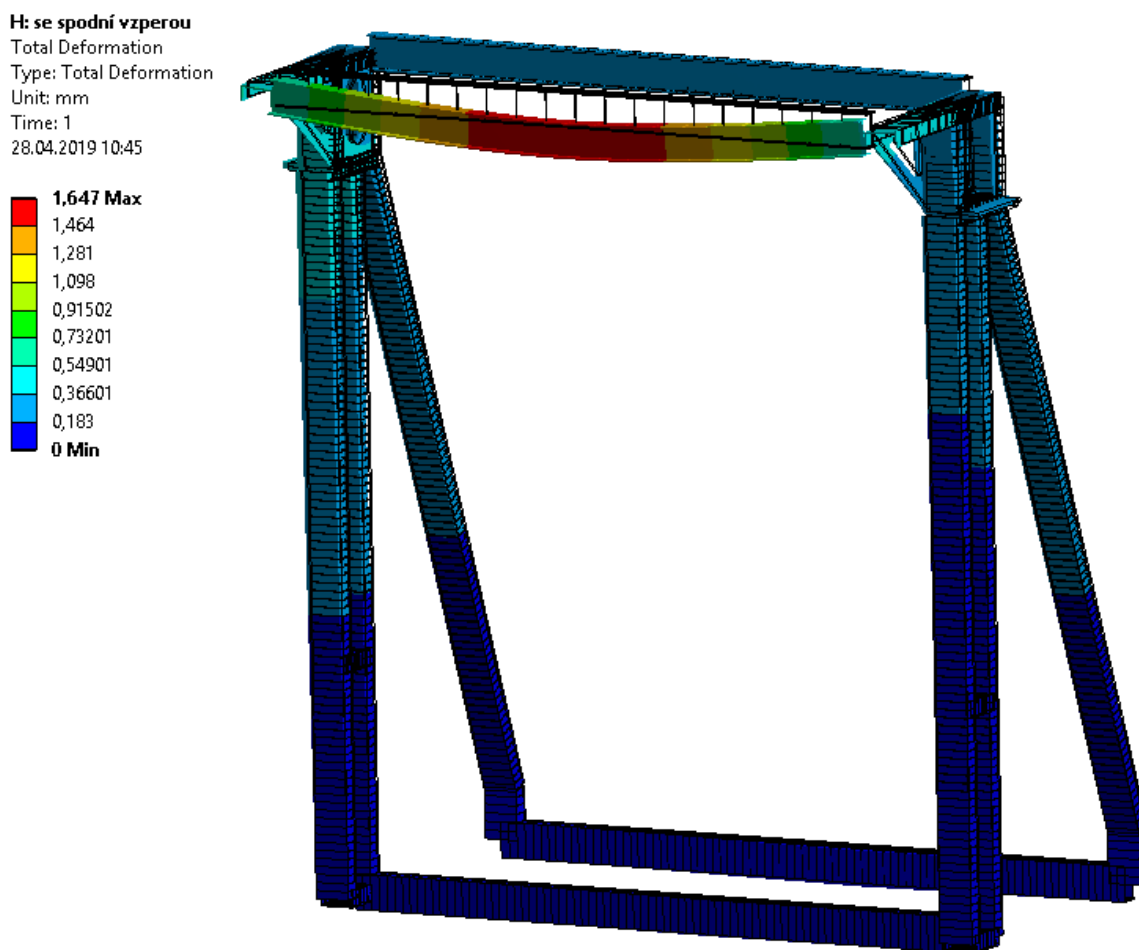
Obrázek č. 12 – Znázornění sítě nosíkových prvků

Prvky, které jsem použil mají označení BEAM 189. Tyto prvky obsahují meziuzly, které mají 6 stupňů volnosti (3 posuvy a 3 rotace). Síť prvků jsem oproti výchozímu nastavení

zjemnil o polovinu, kde délka jednoho nosníkového prvku má 30 mm. Horní nosník o profilu I120 jsem rozdělil na 20 prvků, kde lze umístit zatížení přesně doprostřed.

3.2.4. Pevnostní analýza

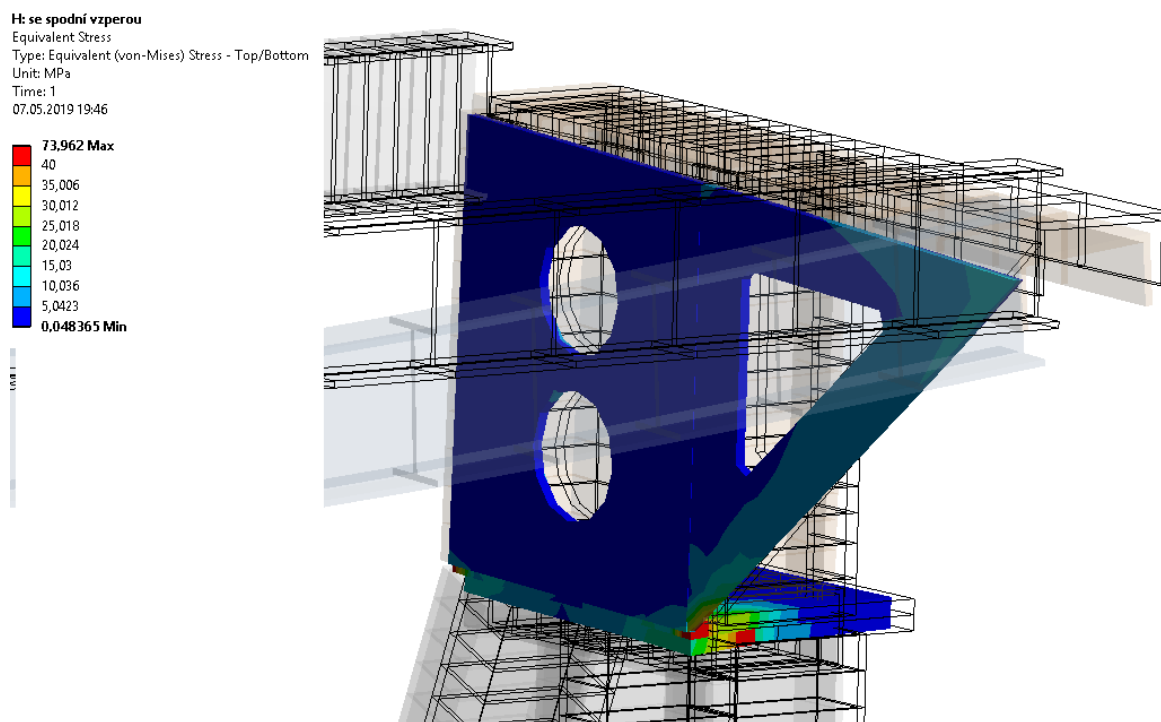
Na obrázku č.13 je vyobrazená deformace I-profilu, pro první zátěžný stav. Průhyb I-profilu vyšel 1,65 mm. Tento průhyb bude ale ve skutečnosti menší z důvodu jiného spojení I-profilu k ostatní konstrukci rámu. Ostatní součásti navržené konstrukce představují velmi nízkou deformaci.



Obrázek č. 13 – Vykreslení deformace při prvním zátěžném stavu

Po výpočtu deformace jsem vypočítal napětí pomocí kritéria von Mises. Na obrázku č.14 lze vidět koncentrace napětí, která se drží na hraně a v rozích kde jsou spojené nosníkové prvky. Tyto koncentrace jsou nereálné, z důvodu jiného kontaktu mezi součástmi v reálných podmínkách. V tomto výpočtu, který je řešen pomocí nosníkových prvků a jim přiřazeným průřezům, jsou nosníky napojeny pouze pomocí krajních uzlů, kde se vyskytuje toto napětí. Při výrobě navržené konstrukce budou součásti svařeny a plochy U-profilů budou přiloženy po celém průřezu na plochu přírub, mezi kterými bude plech. Napětí vyšlo

74 MPa, ale tento výsledek budu brát jako zkrácený, z důvodů již zmíněných výše. Detail, kde je tato koncentrace napětí budu počítat v dalších kapitolách.



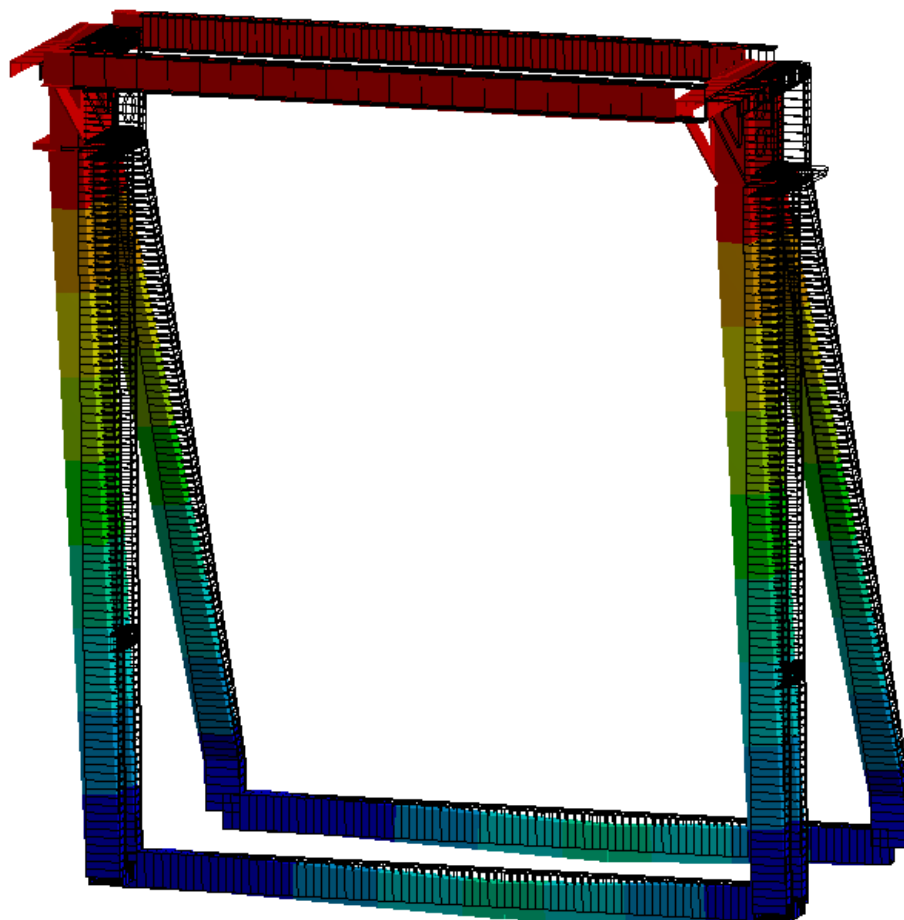
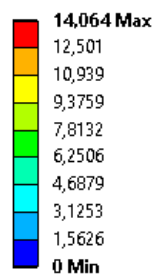
Obrázek č. 14 – Průběh napětí při prvním zátěžném stavu

Pro další numerický výpočet jsem zvolil druhý zátěžný stav, kdy je zatížení nejbližší k jednomu krajní pozici pojízdného zařízení, to je co nejbližší jednoho ze sloupů. Průběh deformace se nachází na obrázku č.15, kde lze vidět, jak rám vybočil, konkrétně o 14 mm. Toto vybočení budu posuzovat v další kapitole, kde je analýza pro lineární vzpěr zkušebního stendu.

Při výpočtu druhého zátěžného stavu jsem vykreslil napětí podle kritéria von Mises. V rozích přírub vzniká koncentrace napětí, která v realitě nenastane z důvodů již zmíněného při předešlém výpočtu pro první zátěžný stav na přechozí straně. Vizualizace koncentrace napětí lze vidět na obrázku č.16. Simulace napětí vyšla 362 MPa, což je nad mezí kluzu, kde by mohly vznikat plastické deformace. Tento detail budu řešit v dalších kapitolách.

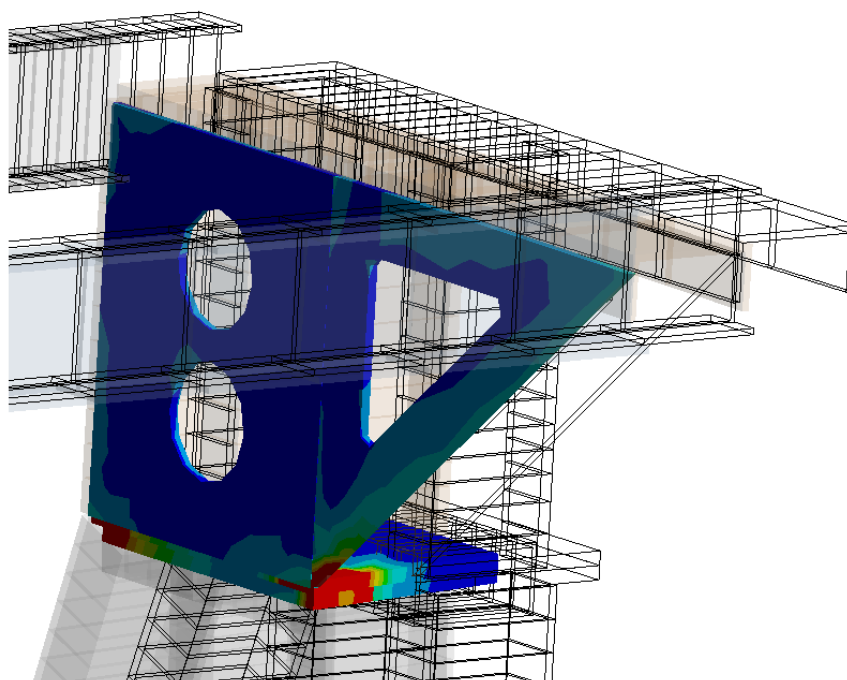
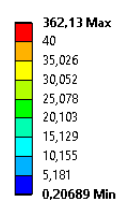
Ocelová konstrukce zkušebního stendu jako celek vyhovuje stanovenému zatížení. Je potřeba vypočítat simulaci detailu horního napojení pomocí prostorových prvků.

H: se spodní vzperou
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
28.04.2019 10:35



Obrázek č. 15 – Vykreslení deformace při druhém zátěžném stavu

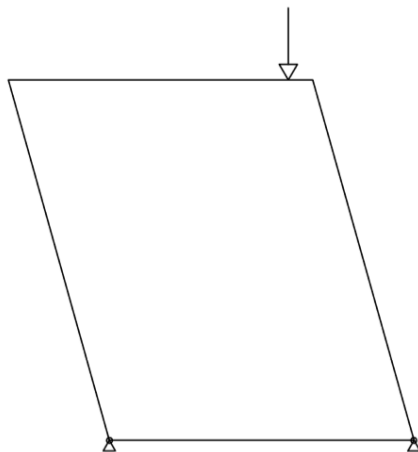
H: se spodní vzperou
Equivalent Stress
Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom
Unit: MPa
Time: 1
07.05.2019 19:52



Obrázek č. 16 – Průběh napětí při druhém zátěžném stavu

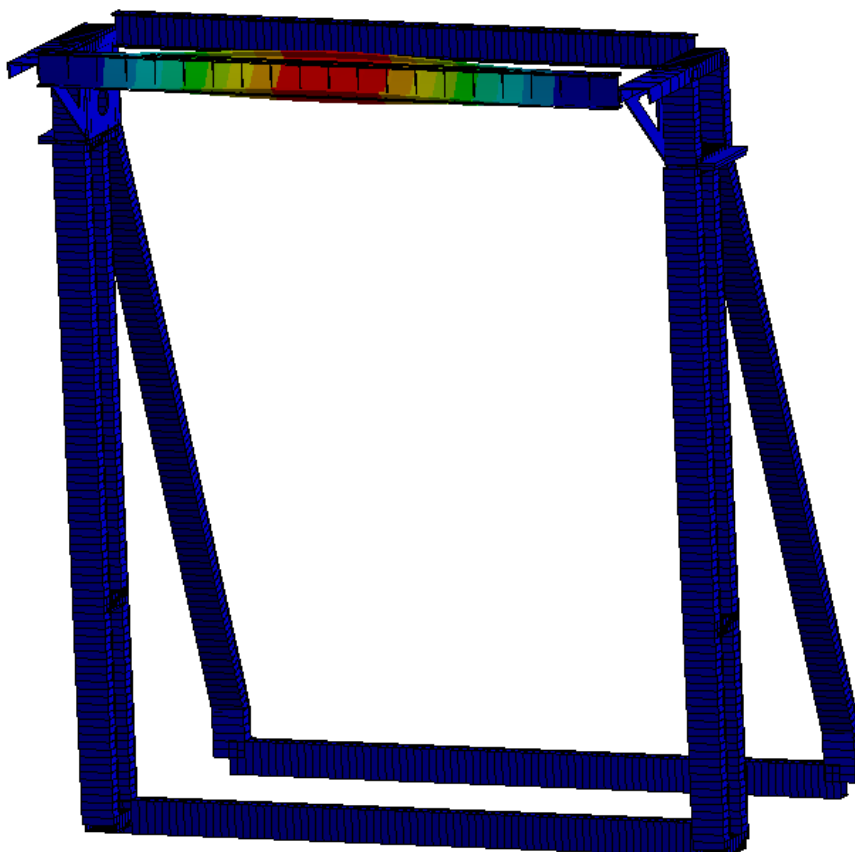
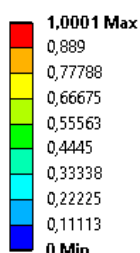
3.3. Posouzení testovacího rámu na lineární vzpěr

Analýzu jsem prováděl na stejném modelu jako je popsán v kapitole 3.3.1. s rozdílem, že zatížení je pouze od síly F . Gravitační zatížení rámu není do koeficientu bezpečnosti na vzpěr zahrnuto.



Obrázek č. 17 – Schématické znázornění ztráty stability tvaru

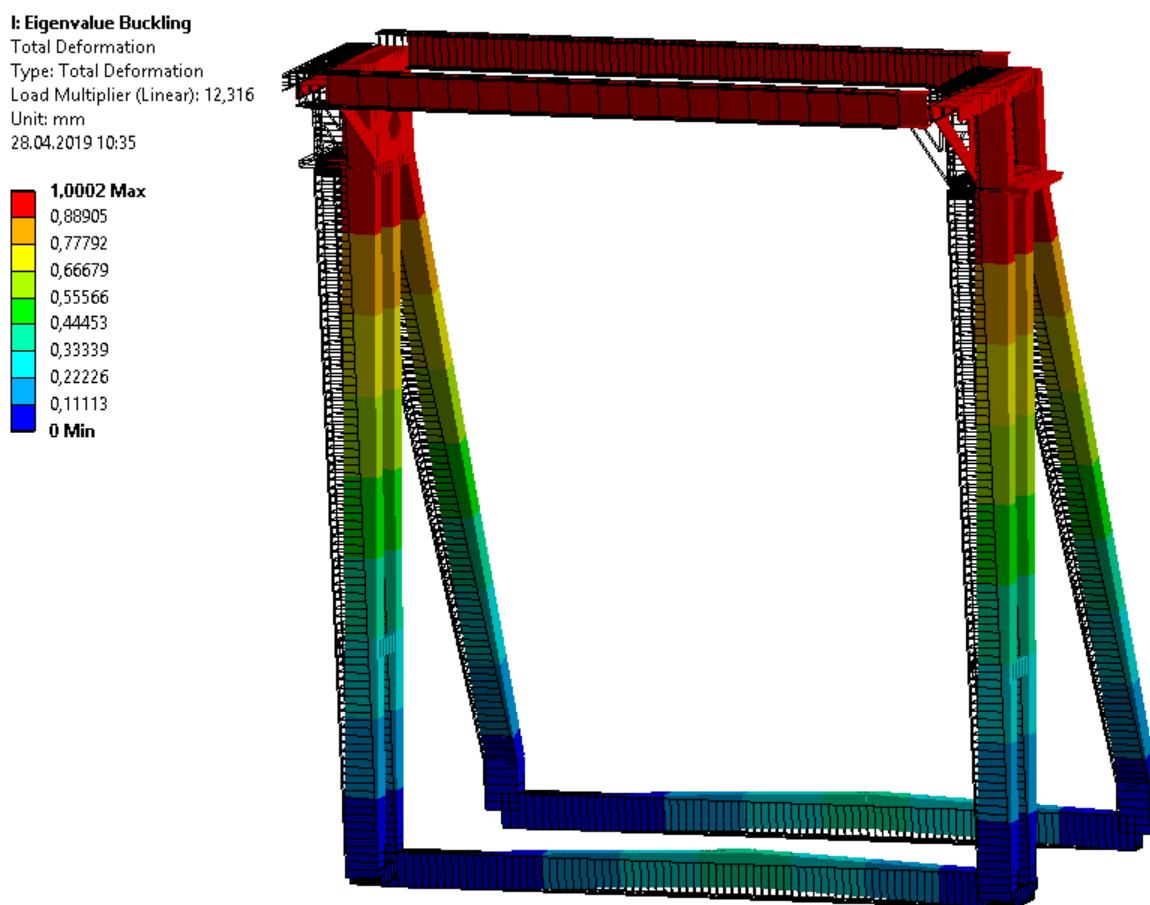
I: Eigenvalue Buckling
 Total Deformation 2
 Type: Total Deformation
 Load Multiplier (Linear): 10,416
 Unit: mm
 07.05.2019 20:00



Obrázek č. 18 – Analýza na vzpěr při prvním zátěžném stavu

Analýzu, která lze vidět na obrázku č.18 jsem prováděl pro první zátěžný stav, kde se kontrolovala ztráta stability tvaru I-profilu po kterém se bude pohybovat pojízdné zařízení. Při tomto vzpěru může nastat, že I-profil se na tolik zdeformuje, že může pojízdné zařízení

z tohoto profilu uvolnit což by znamenalo jeho pád. Tato situace může nastat pouze, když se změni zatížení na desetinásobek stávajícího. Tato situace v realitě nikdy nenastane, ale kontrola potvrdila, kolik má rám nosnost.



Obrázek č. 19 – Analýza na vzpěr při druhém zátěžném stavu

Další analýzu jsem provedl pro druhý zátěžný stav. Obrázek č.19 znázorňuje, že rám má tendenci vybočovat do strany. Při tomto výpočtu mi vyšel výsledek, že vybočení může nastat při dvanáctinásobku stávajícího zatížení. Opět musíme brát v potaz, že tato situace v realitě nikdy nenastane, z důvodu bezpečnosti se na rám bude upevňovat břemena, která budou mít odpovídající hmotnost.

Zátěžný stav	Koeficienty vzpěru	Kritické síly
První	10,416	28 123,2 N
Druhý	12,316	33 253,2 N

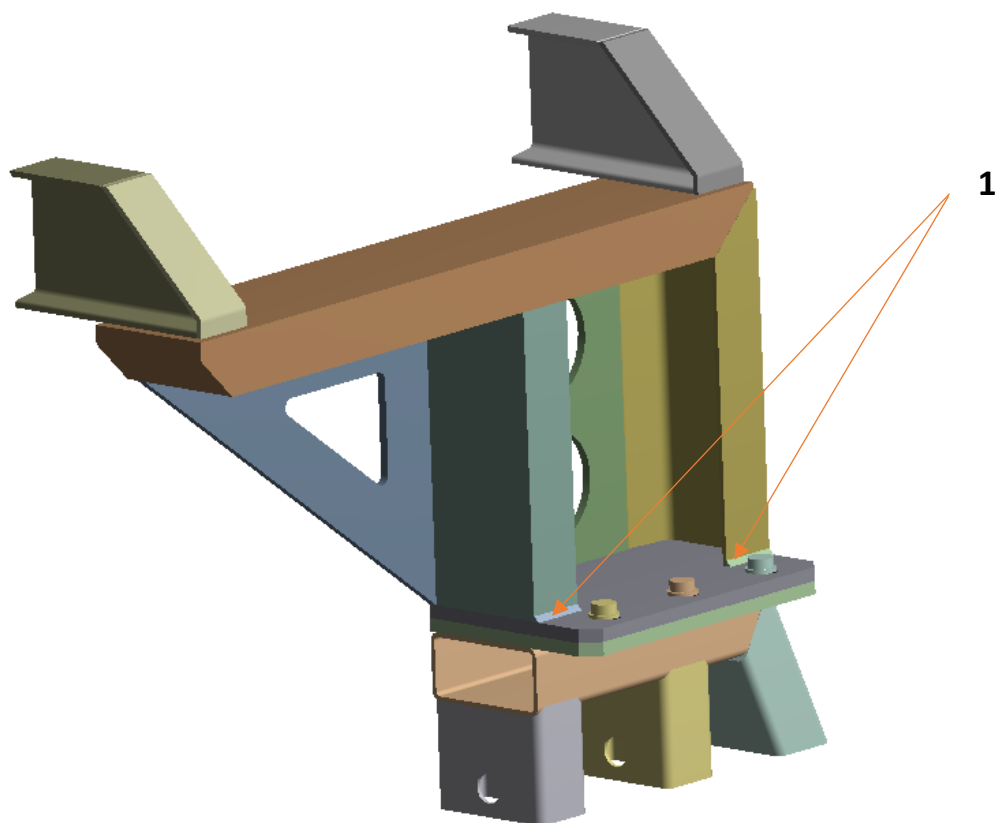
Tabulka č.2 – Vypsání hodnoty koeficienty vzpěru a kritických sil

Koeficienty analýzy pro ztrátu stability tvaru s kritickými silami pro vzpěr jsou vypsány v tabulce č. 2, a vyšly v obou případech více než deset, co bylo stanoveno jako požadavek pro návrh konstrukce.

3.4. Pevnostní analýza detailu napojení horní konstrukce

Analýza výsledků a chování globálního nosníkového modelu rámu ukázala mimo jiné, že konstrukční uzel napojení horní konstrukce na dosavadní rám stendu není možné s věrohodností simulovat modelem na bázi nosníkových a skořepinových prvků. Z uvedeného důvodu je jak detail samotného spojení obou svařovaných dílů pomocí přírub, tak i navazující svařená sestava horní konstrukce analyzována pomocí 3D objemového modelu.

3.4.1. Výpočtový model

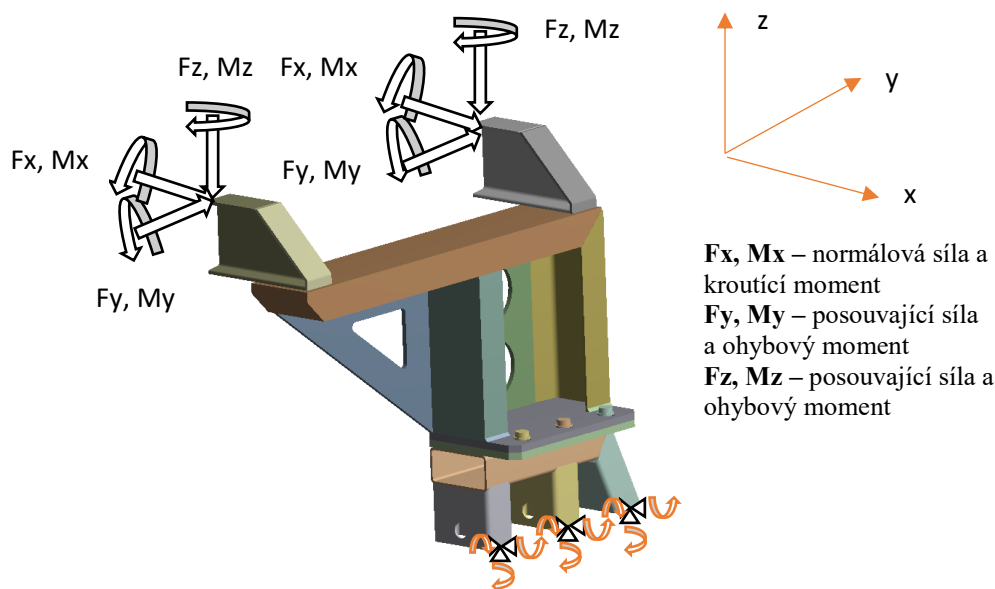


Obrázek č. 20 – Znázornění geometrie modelu pro výpočet.

Samotný výpočtový model obsahuje detail analyzovaného uzlu mezi horní konce stávajícího rámu až po koncové oblasti spojovacích profilů I120 horní konstrukce, viz. obrázek č.20. Konkrétní objemový model je vytvořen pro tělesa od horizontálních řezů mezi nejvyšším párem otvorů pro čepy prostředního nosníku (155 mm od horního konce sloupů) až po vertikální řez horní konstrukce ve vzdálenosti 200 mm od konce profilů I120. Z pohledu přípravy modelu obsahuje analyzovaný detail 2 tělesa, tj. svařenec konce sloupů a svařenec konce horní konstrukce. Obě tato tělesa jsou tvořena z několika objemových objektů jako např. I120, U120, plech, přímka apod.

3.4.2. Aplikované zatížení a okrajové podmínky

Výpočtový model simuluje zjednodušeně spojení tělesa sloupů a tělesa horního rámu nelineární kontaktní dvojicí bez uvažování tření. V dotykové rovině přírub je uvažován kontakt přenášející pouze tlakové normálové působení. Hlavy a matice šroubů jsem v místě dotyků s přírubovými plechy spojil trvalým kontaktem (tzv. Bonded contact).



Obrázek č. 21 – Znázornění okrajových podmínek modelu pro výpočet.

Kinematické okrajové podmínky jsou aplikovány na místa řezů profilů sloupů. Pro první zatěžovací stav (břemeno uprostřed mezi sloupů) jsou předepsány nulové posuvy a natočení. Pro druhý zatěžovací stav (břemeno v blízkosti sloupů) jsou z důvodů lepších verifikace aplikovány posuvy a natočení dle výsledků globální analýzy nosníkového modelu.

Silové zatěžující účinky jsou aplikovány na místa řezů profilů I120. Pro oba zatěžovací stavy jsou hodnoty zatěžovacích účinků stanoveny z výsledků na globálním nosníkovém modelu, tzn. že v místech řezů I-profilů jsou aplikovány příslušné vnitřní statické účinky.

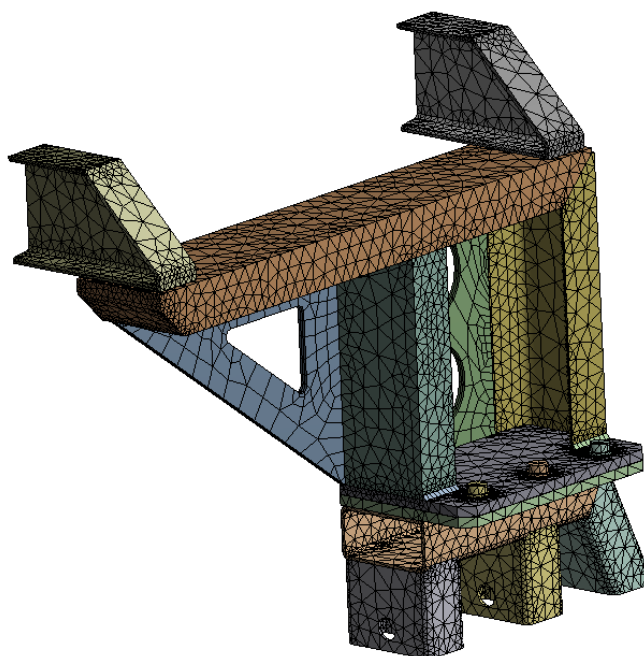
	Posuvy a rotace						Síly a momenty					
	Ux [mm]	Uy [mm]	Uz [mm]	Rx [°]	Ry [°]	Rz [°]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	Mx [Nm]	My [Nm]	Mz [Nm]
První zatěžný stav	0						-49,337	-2,090	-1363,400	0,007	113,000	2,580
							-23,650	-1,960	-13,409	0,017	45,146	4,859
Druhý zatěžný stav	13,085	0,004	-0,175	0,012	-0,006	0,318	-56,580	-35,006	-2536,500	-0,670	325,590	33,534
	13,109	-0,011	-0,182	-0,017	-0,006	0,314	9,620	-38,700	195,000	-0,349	210,290	40,939
	13,026	-0,086	-0,191	-0,018	-0,005	0,000						

Tabulka č.3 – Vypsání hodnot vnitřních statických účinků a zatížení

V tabulce č.3 se nachází celkový přehled vnitřních statických účinků a zatížení, kdy první řádek pro každý zatěžovací stav odpovídá přednímu I-profilu a druhý řádek zadnímu. Posuvy a rotace jsem zadával pouze pro druhý zátěžný stav, kde první řádek v tabulce je pro první sloup, prostřední řádek je pro prostřední sloup a poslední řádek odpovídá zadnímu diagonálnímu sloupu

3.4.3. Výpočtová MKP síť

Oblast modelování 3D objemy je následně diakritizována objemovými MKP prvky, v tomto případě prvky SOLID 186, což jsou prvky s meziuzly, v každém uzlu má 3 stupně volnosti – posuvy x,y a z.



Obrázek č. 22 – Znázornění sítě objemových prvků modelu pro výpočet.

Jemnost MKP sítě je podřazená očekávanému chování analyzované oblasti, a tak globální nastavení je spíše hrubé (hrana prvku cca 25 mm), ale místa s očekávanými extrémními napětími a gradientem napětí jsou síťována v rámci možnosti jemně, tj. hrana prvku cca 5 mm.

Vhodně připravenou geometrií 3D modelu je zajištěno, aby v rámci každého tělesa byly uzly na rozhraní jednotlivých objemů sdíleny, čímž je simulován stav ideálního svaření dílčích částí rámu. V kritických místech, model obsahuje rovněž objem kontaktního svaru. Použitá výpočtová MKP síť je znázorněna na obrázku č.22, kde je rovněž patrné, že ve výpočtovém modelu jsou obsaženy zjednodušené i montážní šrouby pro sevření přírub.

Tento způsob dovoluje simulovat úvodní montážní spojení přírub šrouby a následně zatížení těles analyzovaného uzlu provozními silami od zvedání a manipulace s břemenem.

3.4.4. Výsledky deformací a napětí

Jako první jsem provedl výpočet deformace pro první zátěžný stav. Při tomto výpočtu mi vyšla maximální deformace 1 mm, která se nachází na obrázku č.23. Ostatní deformace mimo červeně zbarvené místo jsou zanedbatelné.

N: vypocet solidu s lepsi siti

Total Deformation 4

Type: Total Deformation

Unit: mm

Time: 3

28.04.2019 11:08

1,0005 Max

0,88934

0,77817

0,66701

0,55584

0,44467

0,3335

0,22234

0,11117

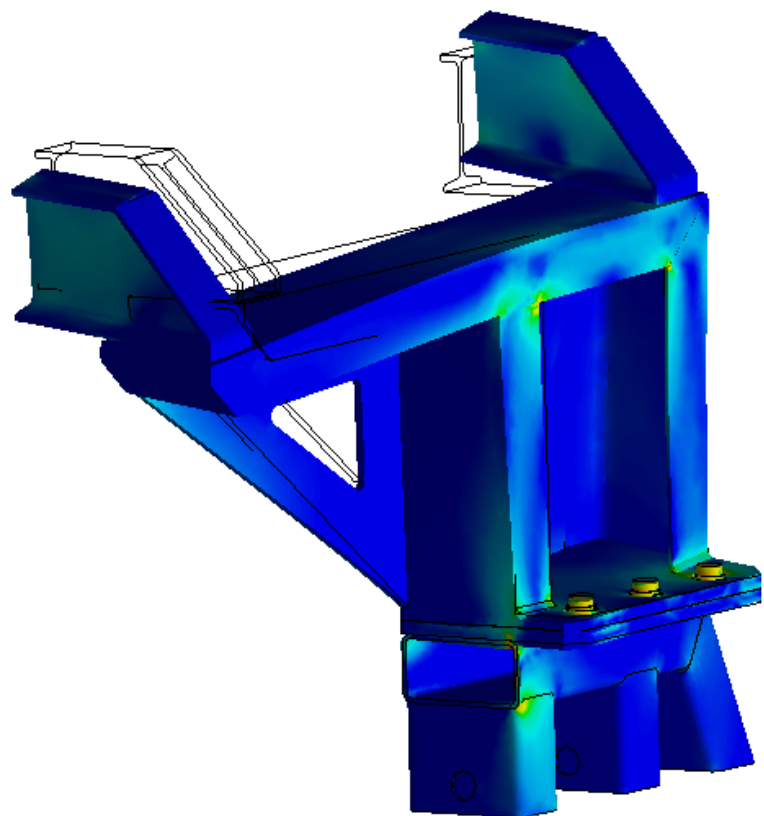
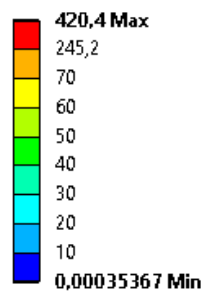
0 Min

Obrázek č. 23 – Vykreslení deformace při prvním zátěžném stavu

Vykreslení numerické simulace napětí podle kritéria von Mises pro první zátěžný stav se nachází na obrázku č. 24. Pro vykreslování jsem změnil měřítko, z důvodu velkého rozsahu hodnot výsledků. Největší napětí vzniklo ve šroubech, kde vyšlo 420 MPa. Tento výsledek se opět může lišit od skutečnosti, z důvodu nereálného řešení předpětí ve šroubech. Software provádí simulaci předpětí tak, že se snaží dvě plochy průřezů šroubů tahat k sobě. Tím vzniká velký rozdíl výsledku napětí vzhledem k ostatním. V ostatních částech konstrukce napětí nepřevyšuje mou vzorkovací mez 70 MPa.

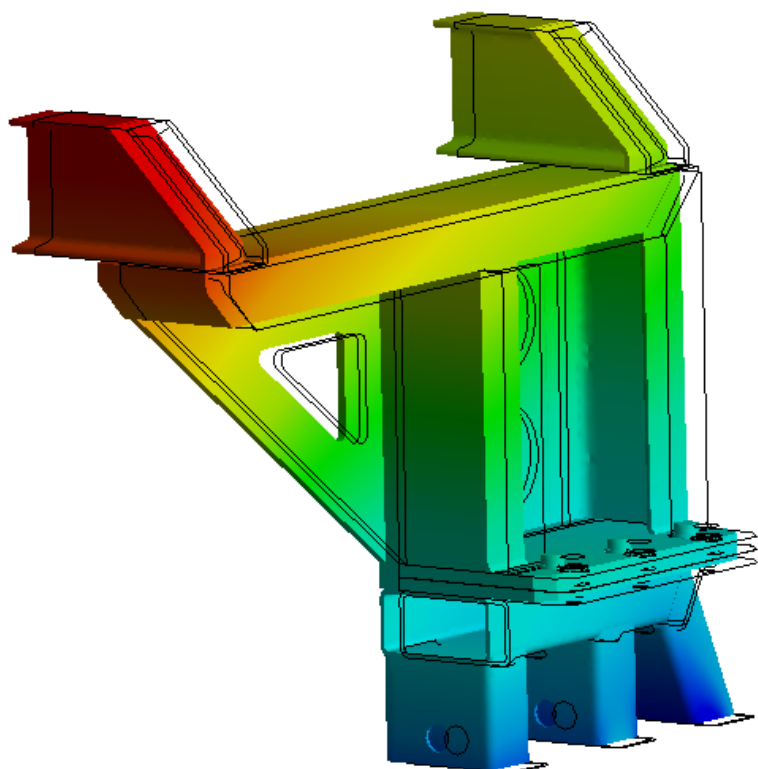
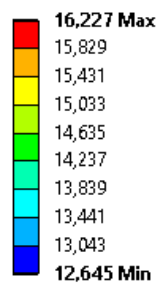
38

N: vypocet solidu s lepsi siti
 Equivalent Stress 5
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 3
 28.04.2019 11:05



Obrázek č. 24– Průběh napětí při prvním zátěžném stavu

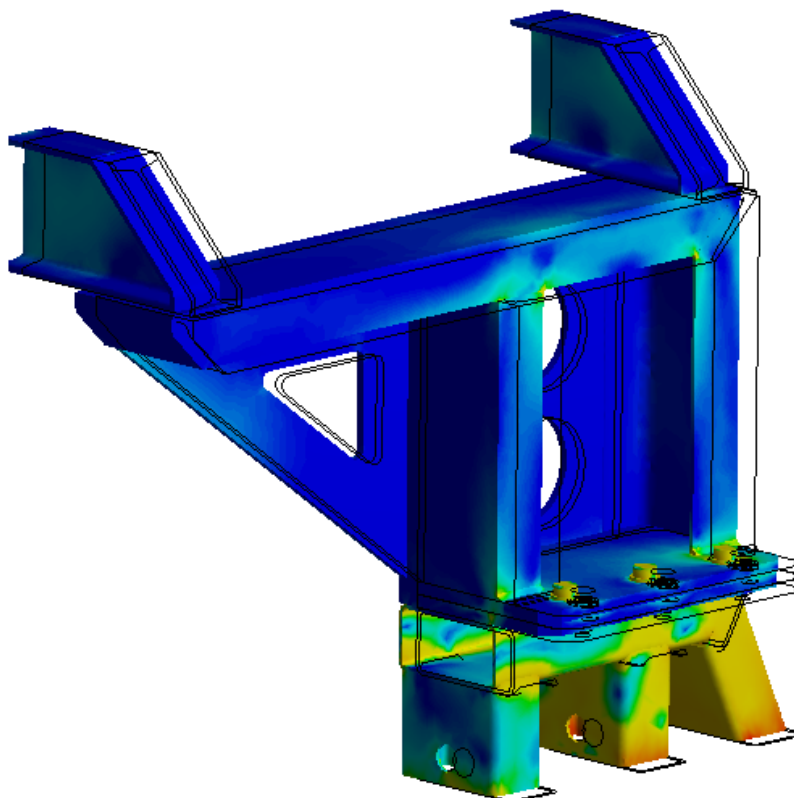
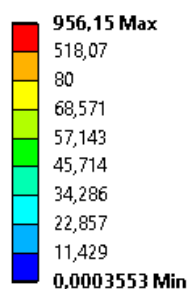
Q: Copy of vypocet solidu s lepsi siti
 Total Deformation 4
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 28.04.2019 11:12



Obrázek č. 25 – Vykreslení deformace při druhém zátěžném stavu

Vykreslené výsledky deformace při druhém zátěžném stavu se nachází na obrázku č.16. Tato deformace vyšla 16 mm, kdy se celý rám posunul v horizontálním směru. Pro druhý zátěžný stav jsem změnil hodnoty pro okrajové podmínky oproti prvnímu.

Q: Copy of vypocet solidu s lepsi siti
 Equivalent Stress 5
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress
 Unit: MPa
 Time: 2
 28.04.2019 11:11



Obrázek č. 26 – Průběh napětí při prvním zátěžném stavu

Jako poslední můj numerickou simulaci jsem vykreslil napětí podle kritéria von Mises při druhém zátěžném stavu. Pro vykreslení tohoto výpočtu jsem zvolil opět jiné vzorkování, z důvodu velkého rozsahu výsledků. Jako nejvyšší výsledek se zobrazil opět ve šroubech, ale ostatní části rámu nevyšly více než pro mou vzorkovací mez 80 MPa.

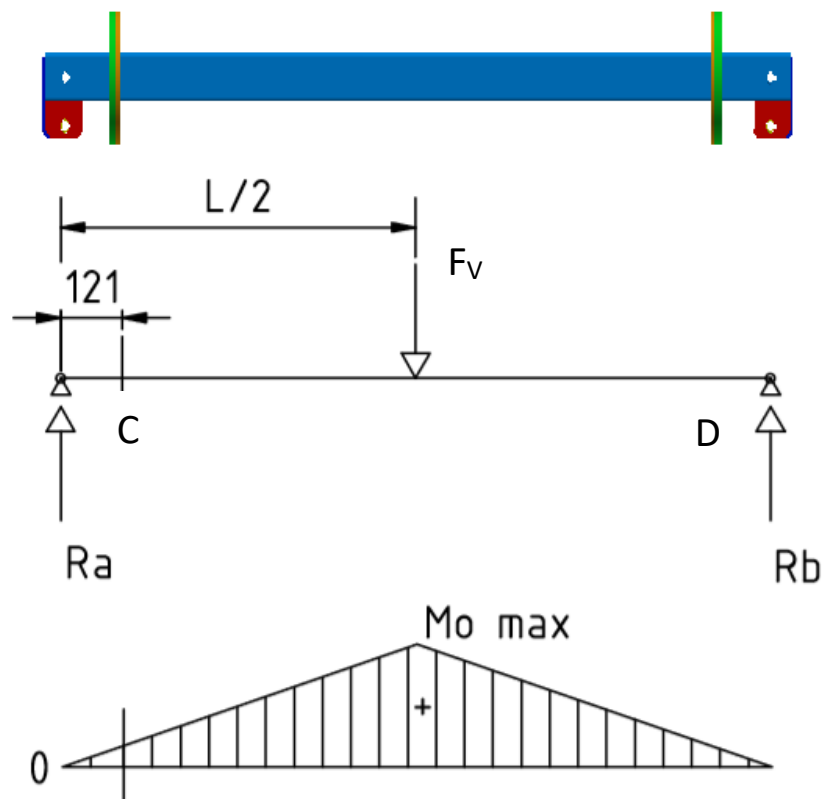
Tyto výpočty detailu napojení pomocí objemových prvků potvrdily, že nebude docházet k tak extrémně vysokým hodnotám napětí, které byly získány při výpočtu pomocí nosníkových prvků. Podle všech výpočtů napětí v rámu nepřekročí mez 100 MPa, což znamená, že rám splňuje poměr bezpečnosti vůči meze kluzu více než dvakrát.

$$k_1 = \frac{Re}{\sigma_{vM}} = \frac{220}{100}$$

$$k_1 = 2,2$$

3.5. Posouzení šroubových spojů prostředního nosníku

3.5.1. Ohybová nosnost spojení disků



Obrázek č. 18 – náčrt výpočtu při prvním zátěžném stavu

Při tomto výpočtu jsem analyticky počítal bezpečnost vůči meze kluzu šroubů M10 dle ČSN 02 1111 na prostředním nosníku, které budou držet kotouče při sobě. Z tabulky č.1 jsem vybral největší možné zatížení tj. 5 kN, které jsem dosadil jako zatížení \$F_v\$. \$R_a\$ a \$R_b\$ jsou reakce, které se v případě, který je na obrázku č.18 se rovnají \$F_v/2\$. V místě kóty 121 mm je kotouč, kde jsem vypočítal ohybový moment, který jsem podělil momentem únosnosti šroubů. Nejmenší průměr vnějšího závitu šroubu M10, pro který jsem počítal sílu je roven 7,938 mm. Pro šrouby pevnosti 8.8 je mez kluzu 640 MPa, kterou jsem dosadil za dovolené napětí.

$$\sigma_t = \frac{F}{S} = \frac{F_s * 4}{\pi * d_3^2} \leq \sigma_D$$

$$F_s \leq \sigma_D * \frac{\pi * d_3^2}{4} = 640 * \frac{\pi * 7,938^2}{4} \quad (1.12)$$

$$F_s = 31673,207 \text{ N}$$

Vypočtenou sílu, která je pro maximální zatížení v tahu vynásobím vzdáleností mezi šrouby, na kterou bude působit ohybový moment

$$M_{\xi} = F_{\xi} * a = 31673,207 * 0,225 \quad (1.13)$$

$$M_{\xi} = 7126,47 \text{ Nm}$$

Dále vypočítám ohybový moment, který je v místě, kde se nacházejí šrouby.

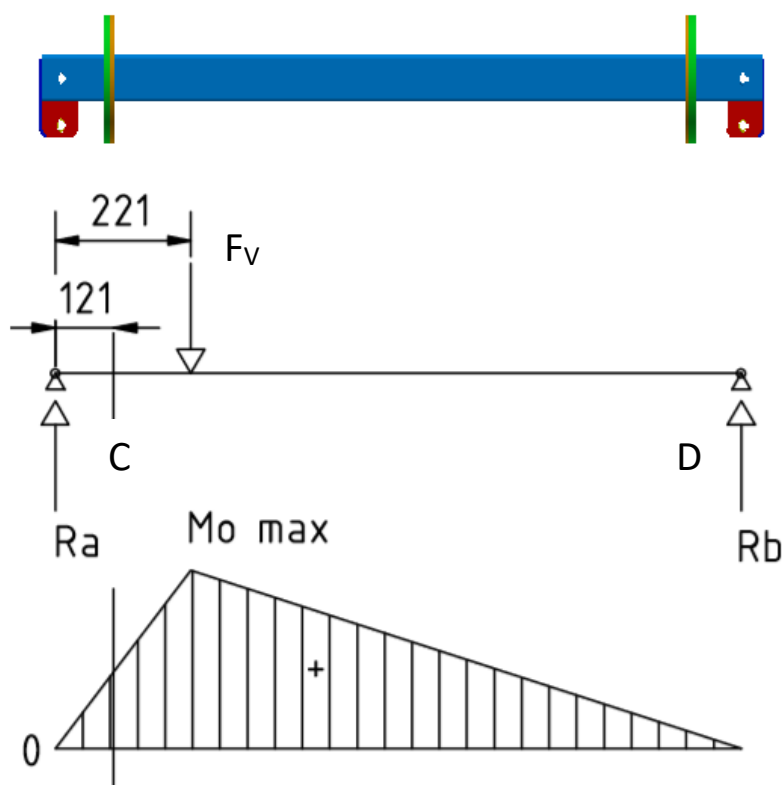
$$M_{OC1} = F * a = \frac{F_V}{2} * a = 0,121 = 5000 * 0,121 \quad (1.14)$$

$$M_{OC1} = 302,5 \text{ Nm}$$

Díky vypočtenému momentu můžu vypočítat výslednou bezpečnost šroubů. Dělením, kde dělenec bude moment vypočtený z meze kluzu pro dané šrouby a dělitel bude vypočtený ohybový moment v místě šroubů.

$$k_1 = \frac{M_{\xi}}{M_{OC}} = \frac{7126,47}{302,5} \quad (1.14)$$

$$k_1 = 23,56$$



Obrázek č. 19 – náčrtek výpočtu při druhém zátěžném stavu

Výpočet pro druhý zátěžný stav, kdy je hydraulický přímočarý motor nejbližší k jednomu páru disků, jsem zvolil že zatížení bude 100 mm od kotoučů, což je krajní pozice

hydraulického motoru. U tohoto typu zatížení jsem musel jednoduše vypočítat jednotlivé hodnoty obou reakcí pomocí rovnic rovnováhy. Dále jsem vypočítal konkrétní krouticí moment v místě kotoučů.

$$M_{OC2} = R_a * 0,121 = 4538,81 * 0,121 \quad (1.15)$$

$$M_{OC2} = 549,19 \text{ Nm}$$

Tento vypočtený ohybový moment podělím momentem únosnosti šroubů, obdobně jako výše a získám druhou hodnotu statické bezpečnosti.

$$k_2 = \frac{M_{\text{š}}}{M_{OC}} = \frac{7126,47}{549,19} \quad (1.16)$$

$$k_2 = 12,98$$

Vypočtené hodnoty dávají představu o bezpečnosti šroubů, kdy představují poměr mezi maximálním dovoleným zatížením a reálným zatížením. Pro posouzení bezpečnosti musíme brát tu menší hodnotu z obou vypočtených poměrů.

3.5.2. Torzní únosnost spojení disků

Diskové spoje prostředního nosníku mohou být namáhána rovněž i torzně, neboť není možno aby testovací síla působila výhradně kolmo do podélné osy tohoto nosníku.

Jako další jsem tedy vypočítal torzní moment, který bude limitní pro šroubové spoje v kotoučích.

$$M_{T\text{š}} = F_s * f * \frac{a}{2} * 2 * 2 = 31673 * 0,15 * \frac{0,225}{2} * 4 \quad (1.17)$$

$$M_{T\text{š}} = 2137,9 \text{ Nm}$$

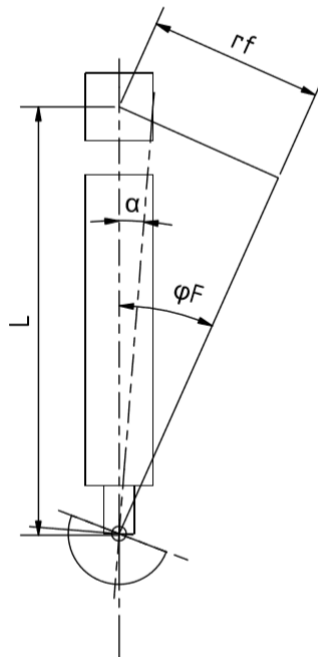
Tento torzní moment jsem vynásobil dvakrát dvěma z důvodu, že na kotouči jsou dva šrouby a zároveň na celém nosníku jsou dva páry kotoučů.

Dále jsem vyjádřil velikost ramene, o které by se muselo zatížení vychýlit mimo kolmou osu na prostřední nosník.

$$M_{T\text{š}} = M_{TF} = F_V * r_F \quad (1.18)$$

$$r_F = \frac{M_{T\text{š}}}{F_V} = \frac{2137,9}{5000} \quad (1.18)$$

$$r_F = 0,43 \text{ m}$$



Obrázek č. 20 – Znázornění hydraulického zařízení při zatěžování pod úhlem.

Dále jsem vypočetl pomocí goniometrických funkcí úhel φ_F o který se síla zatížení vychýlí, když bude působit na rameni, které jsem vypočítal v předešlém výpočtu. Délka hydraulického zařízení je 516 mm.

$$\varphi_F = \sin^{-1} \frac{r_F}{L} = \sin^{-1} \frac{0,43}{0,516} \quad (1.19)$$

$$\varphi_F = 56,44^\circ$$

Na obrázku č.20 je zakótovaný úhel α , který představuje povolený úhel zatěžování pomocí hydraulického přímočarého motoru stanovený výrobcem. Tento povolený úhel se rovná 5 stupňům. Poměrem vypočteného úhlu k úhlu stanoveným výrobcem, získám bezpečnost proto vychýlení.

$$k_\varphi = \frac{\varphi_F}{\alpha} = \frac{56,44}{5} \quad (1.20)$$

$$k_\varphi = 11,28$$

3.6. Posouzení konstrukčních detailů pojízdného závěsného zařízení

Jako další analytické výpočty jsem prováděl kontrolu součástí pro pojízdného zařízení, které se nachází na obrázku č.6 v druhé kapitole. Pro pojízdné zařízení jsem počítal tři výpočty součástí, z toho jeden na smyk a dva pro tah. Pro všechny výpočty jsem dosazoval sílu, která se odpovídá zatížení v numerických výpočtech, tj 2700 N.

První jsem zkontroloval šrouby M16, které stahují bočnice k sobě, pro smykové napětí.



Obrázek č.21 – Znázornění průřezu pro výpočet smykového napětí

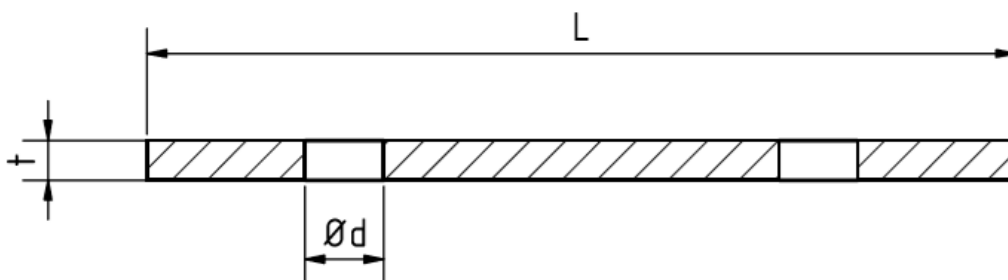
$$\tau_s = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_B}{4}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{2700}{\pi \cdot 16^2} \quad (1.21)$$

$$\tau_s = 3,36 \text{ MPa}$$

Dovolené napětí pro smyk je 60% z dovoleného napětí pro normálové napětí. V mém případě je dovolené napětí pro normálové napětí mez kluzu materiálu. Podle pevnostní třídy šroubů 8.8 je napětí pro mez kluzu 640 MPa. Poměrem dovoleným napětím pro smyk vůči vypočtenému napětí ve smyku vypočtu výslednou statickou bezpečnost šroubů.

$$k_{ss} = \frac{\tau_{Ds}}{\tau_s} = \frac{384}{3,36} \quad (1.22)$$

$$k_{ss} = 114,29$$



Obrázek č.22 – Znázornění průřezu bočnice pro výpočet tahového napětí

Dále jsem vypočetl tahové napětí od zatížení v bočnici pojízdného zařízení (pozice 5 na obrázku č.6). Tahové napětí, které vznikne po zavěšení břemene jsem počítal pro zeslabený průřez bočnice o otvory pro pevné osy. Znázornění průřezu se nachází na obrázku č.22.

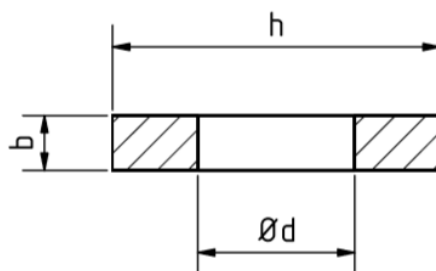
$$\sigma_{Bt} = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F_B}{2}}{t*(L-2*d_B)} = \frac{\frac{2700}{2}}{10*(220-2*20)} \quad (1.23)$$

$$\sigma_{Bt} = 0,75 \text{ MPa}$$

Dále vypočítám statickou bezpečnost poměrem mezi kluzu vůči vypočtenému tahovému napětí. Mez kluzu pro konstrukční ocel, ze které je vyrobena bočnice je 220 MPa.

$$k_{stB} = \frac{R_e}{\sigma_{Bt}} = \frac{220}{0,75} \quad (1.24)$$

$$k_{stB} = 239,33$$



Obrázek č.23 – Znázornění průřezu plechu pro výpočet tahového napětí

Další výpočet tahového napětí jsem počítal pro plech, na kterém je zavěšená čtvercová trubka (pozice 3 na obrázku č.6). Napětí jsem počítal pro průřez, který je oslabený o otvor, kterým prochází šroub. Znázornění průřezu je na obrázku č.23.

$$\sigma_{Pt} = \frac{F}{S} = \frac{\frac{F}{4}}{b*(h-d_Z)} = \frac{\frac{2700}{4}}{8*(48-32)} \quad (1.25)$$

$$\sigma_{Pt} = 3,38 \text{ MPa}$$

Pro toto vypočtené napětí vyjádřím statickou bezpečnost poměrem mezi kluzu vůči vypočtenému tahovému napětí. Součást je ze stejného materiálu a má stejnou mez kluzu jako bočnice.

$$k_{stP} = \frac{R_e}{\sigma_{Pt}} = \frac{220}{3,38} \quad (1.26)$$

$$k_{stP} = 35,09$$

Podle analytických výpočtů a výsledků statických bezpečností lze vidět, že celá mou navržená konstrukce je vysoce naddimenzována na stranu bezpečnosti.

Závěr

Předmětem této bakalářské práce je návrh konstrukčních úprav zkušebního stendu za účelem usnadnění způsobu manipulace s hydraulickými přímočarými motory, které slouží jako akční člen pro zkoušení sedadel hromadné dopravy. Předložené konstrukční řešení je ověřeno cestou numerických simulací pomocí MKP, únosnost vybraných detailů je provedeno analytickými rovnicemi pružnosti a pevnosti. Cílem práce je jednak provedení konstrukčního návrhu, a to až do stavu výkresové dokumentace a jednak také výpočtové ověření únosnosti a funkčnosti rámu se zohledněním úprav dle předloženého návrhu.

Můj návrh konstrukčního řešení spočívá v návrhu horní nosné konstrukce a úpravě prostředního nosníku. Samotná horní konstrukce navyšuje rám o 470 mm. Dále jsem navrhl pojízdné zařízení, které se zavěsí na horní konstrukci. Úpravou prostředního nosníku se rozumí, že jsem navrhl dva páry disků, pomocí kterých bude uskutečněno otáčení prostřední části. Stávající konstrukce rámu zůstala zachována. Návrh jednotlivých částí jsem provedl tak, aby bylo možné jej vyrobit z běžně dostupných nakupovaných profilů, tyčí a plechů.

Stávající konstrukce doposud nebyla namáhána jinak než zatěžovacími silami ze zkoušek pevnosti vzorků. Navrhovaná horní nosná konstrukce změní způsob užití rámu, kde místo dosavadních zkoušek dojde k manipulaci se zavěšeným břemenem, mimo jiné vznikne zatížení sloupů stendu tlakovými silami. Pro konstrukci jako celek jsem prováděl analýzu pomocí nosníkových prvků. Analýzy jsem prováděl pro dva zátěžné stavy. První zátěžný stav znamená, že břemeno je zavěšeno uprostřed mezi sloupy zkušebního rámu. Druhý zátěžný stav je, že břemeno je zavěšeno co nejbližší jednoho ze sloupů. Provedl jsem jednak pevnostní analýzu celé konstrukce, kde při prvním zátěžném stavu vznikla deformace 1,6 mm. Při druhém zátěžném stavu deformace vyšla 14,1 mm. Deformace je vzhledem k rozměrům rámu přiměřená, tzn. přijatelně malá a nenarušující celkový vzhled objektu. Při pevnostní analýze vyšly vysoké koncentrace napětí v uzlových bodech, které zkreslují celkový pohled na vykreslené napětí, kde ve zbytku konstrukce nevyšlo napětí větší než 40 MPa. Pro tento výsledek je bezpečnost vůči mezi kluzu více než 5. Dále jsem provedl také lineární analýzu ztrátu stability, kdy pro oba zátěžné stavy vyšel násobitel kritického zatížení více než 10. Výsledek analýzy ztráty stability pro ocelovou konstrukci vyhovuje. Z důvodu koncentrací napětí při napojení horní nosné konstrukce ke stávajícímu rámu jsem dále řešil pevnostní analýzu tohoto detailu pomocí MKP na objemovém 3D modelu. Pevnostní analýza detailu objemovými prvky se opět prováděla pro oba výše uvedené zátěžné stavy. Největší deformace detailu napojení byla při druhém zátěžném stavu, kdy

největší celkový posuv vyšel 16,2 mm, co je o 2 mm více než u analýzy pomocí nosníkových prvků. Největší napětí vyšlo při analýze detailu pro druhý zátěžný stav, kde celkový detail nepřekročil vzorkovací mez 80 MPa. Pro tento výsledek je bezpečnost vůči mezi kluzu více než 2,5. Tyto výpočty detailu napojení pomocí objemových prvků potvrdily, že nebude docházet k tak extrémně vysokým hodnotám napětí, které byly získány při výpočtu pomocí nosníkových prvků.

Vybrané konstrukční uzly jsem zkontroloval analyticky, kde jsem ověřil únosnost prostředního nosníku společně s pojízdným zařízením na očekávané kritické způsoby zatěžování. Pro prostřední nosník jsem kontroloval šrouby v discích na ohybovou a torzní únosnost. Pro oba směry zátěže vyšly vysoké koeficienty bezpečností, větší než 10. Dále jsem pro pojízdné zařízení zkontroloval šrouby na smyk, bočnici a závěsný plech na tah. Pro všechny analyticky zkontrolované součásti pojízdného zařízení mi vyšly extrémně vysoké koeficienty bezpečnosti vůči povolenému napětí, nezníždka větší než 50.

Předložený konstrukční návrh splňuje očekávané vlastnosti a vyhovuje kladeným požadavkům na funkčnost. Jeho únosnost byla prokázána výpočtově jak pro celkovou konstrukci, tak i pro kritické detaily.

Seznam použité literatury

- [1] DB MOBILITY NETWORKS LOGISTICS, *Podklad pro konstrukci a zkoušení sedadel pro cestující v kolejových vozidlech*. Leipzig: Deutsche Bahn, 2013, , 181 s.
- [2] FUSEK, Martin a Radim HALAMA. *MKP a MHP*. Ostrava: VŠB-TUO, 2011. URL: http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecných_prvku_a_hranicnich_prvku.pdf
- [3] HANÁK, Martin. *Pevnostní výpočet klece zábavního zařízení*. Ostrava, 2011. Bakalářská práce. VŠB-TUO. Vedoucí práce Ing. Ondřej František.
- [4] KOLÁŘ, Vladimír, Ivan NĚMEC a Viktor KANICKÝ. *FEM: principy a praxe metody konečných prvků*. Praha: Computer Press, 1997. ISBN 80-7226-021-9.
- [5] KUČERA, Luboš. *Skušobné zariadenie pre cyklické skúšky sedadiel*. Žilina: Žilinská univerzita, 2001, , 13 s.
- [6] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 2., dopl. Úvaly: Albra, 2005. ISBN 80-7361-011-6.
- [7] LENERT, Jiří. *Úvod do metody konečných prvků*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita, 1999. ISBN 80-7078-686-8.
- [8] SVOBODA, Pavel, Robert KOVÁŘÍK a Jan BRANDEJS. *Základy konstruování*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2001. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-7204-212-2.

Seznam příloh

1. Fotografie zkušebního vzorku
2. Průběhy vnitřních statických účinků v horním nosníku
3. Kompletní výkresová dokumentace
4. Datový nosič v podobě CD s elektronickými soubory textové části a všech příloh

1. Fotografie zkušebního tělesa

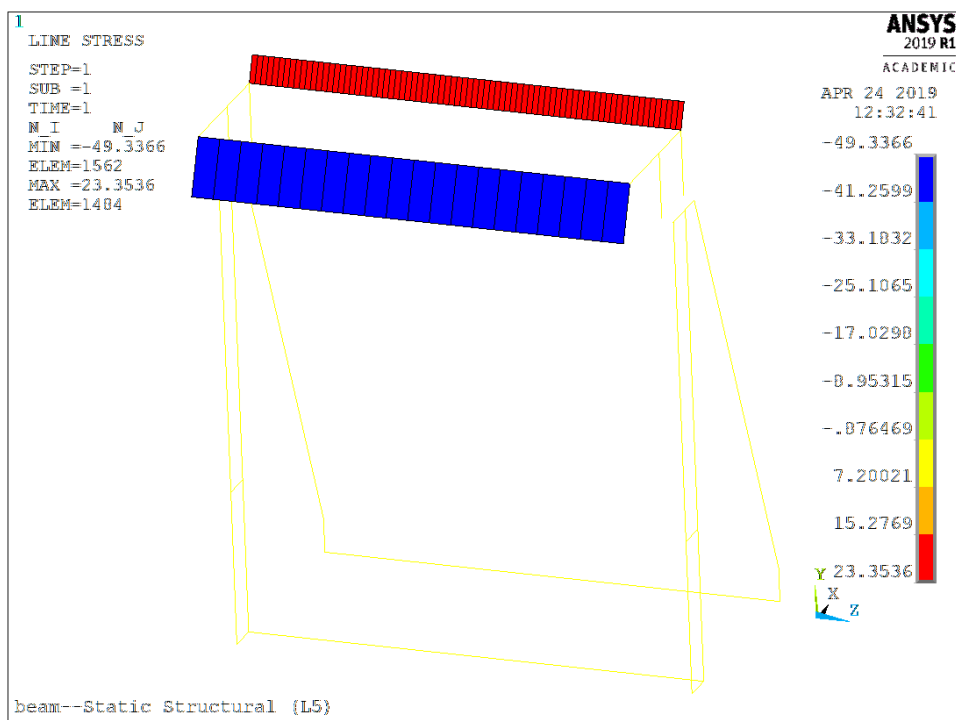


Příloha č.1 – Fotografie zkušebního tělesa zepředu

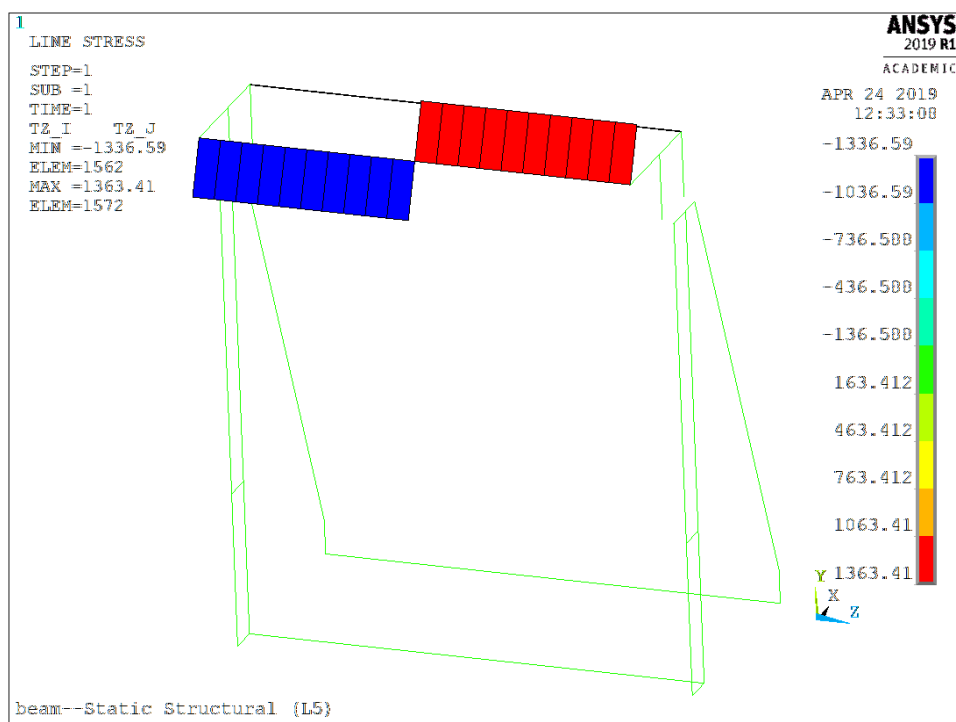


Příloha č.2 – Fotografie zkušebního tělesa zezadu

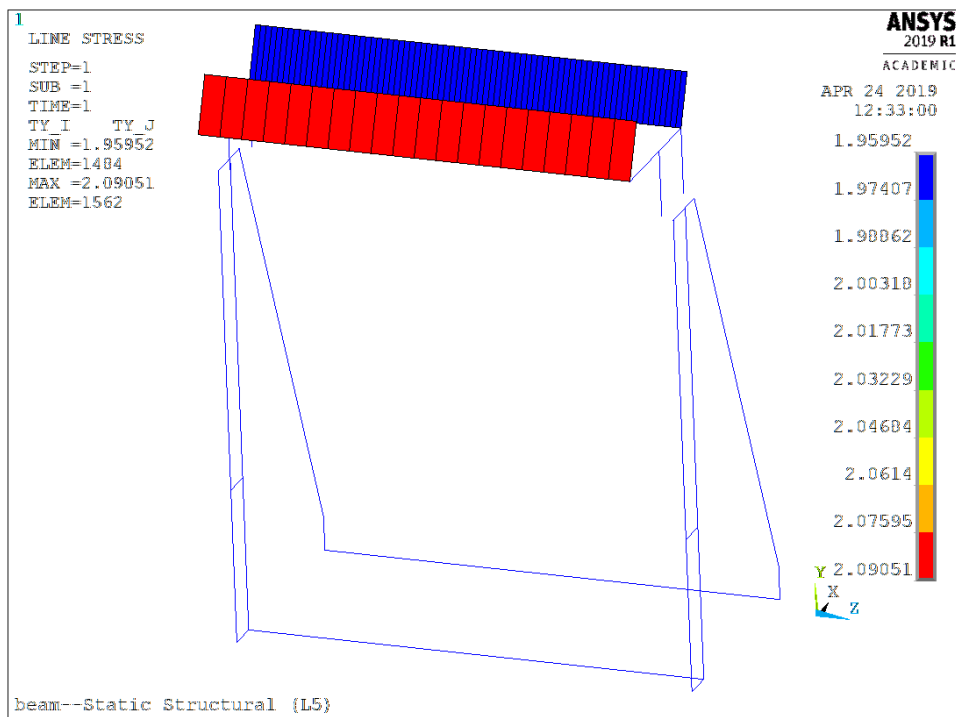
2. Průběhy vnitřních statických účinků v horním nosníku



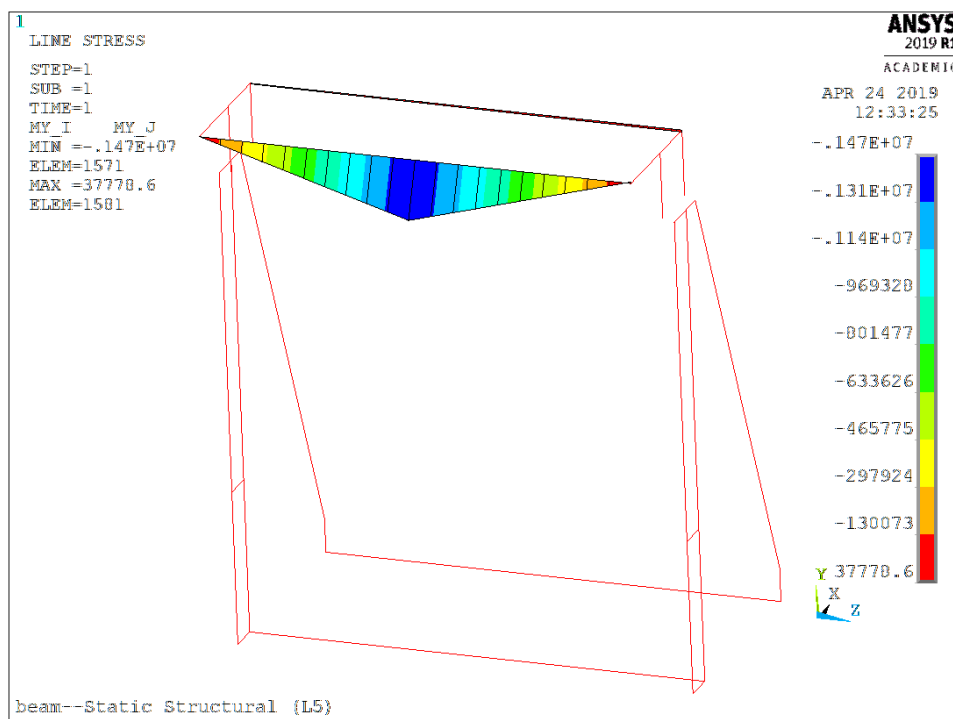
Příloha č.3 – Průběh normálové síly při prvním zátěžném stavu



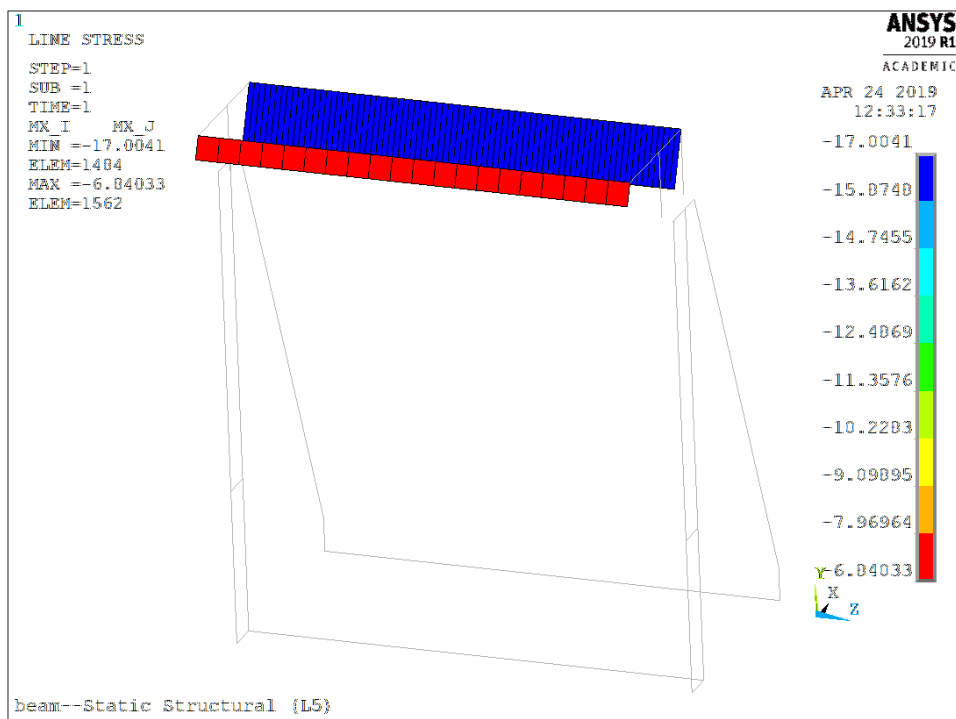
Příloha č.4 – Průběh posouvající síly v ose z při prvním zátěžném stavu



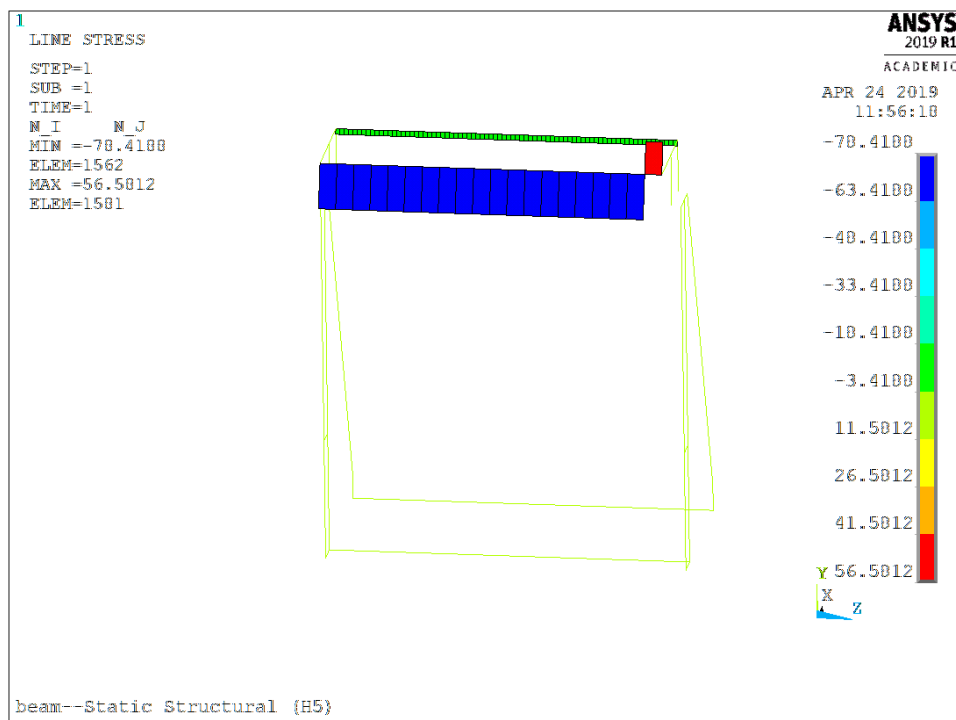
Příloha č.5 – Průběh posouvající síly v ose y při prvním zátěžném stavu



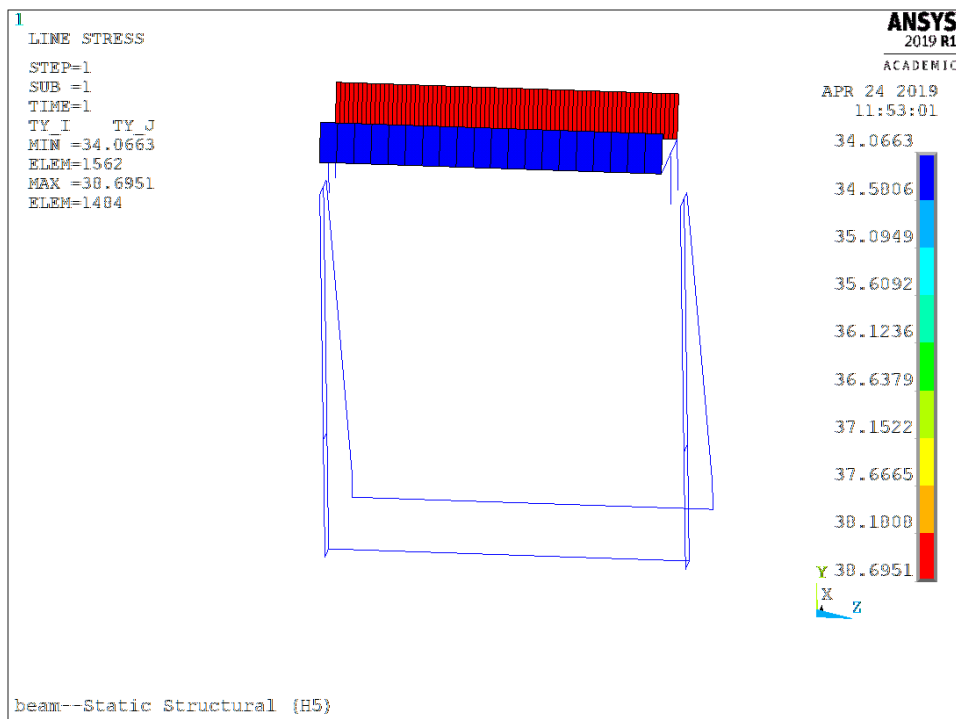
Příloha č.6 – Průběh ohybového momentu kolem osy y při prvním zátěžném stavu



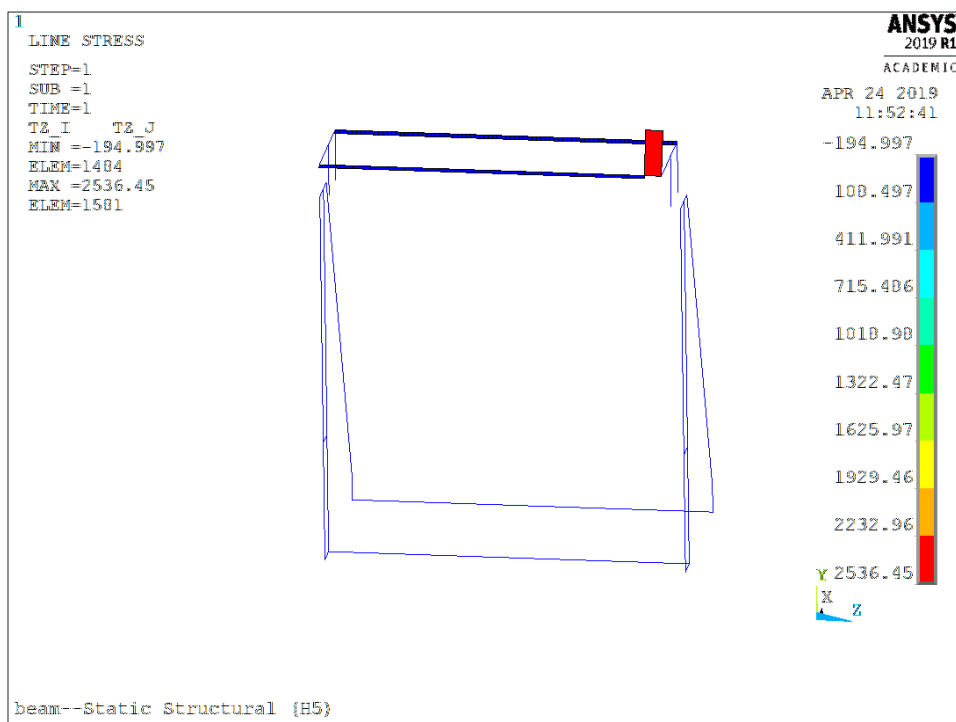
Příloha č.7 – Průběh ohybového momentu kolem osy x při prvním zátěžném stavu



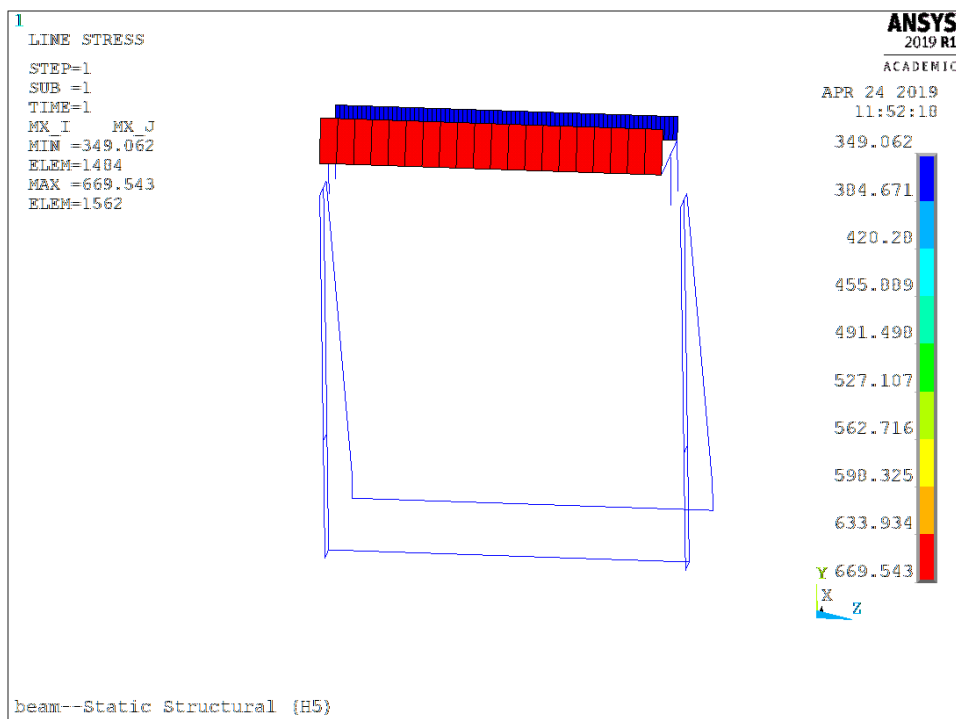
Příloha č.8 – Průběh normálové síly při druhém zátěžném



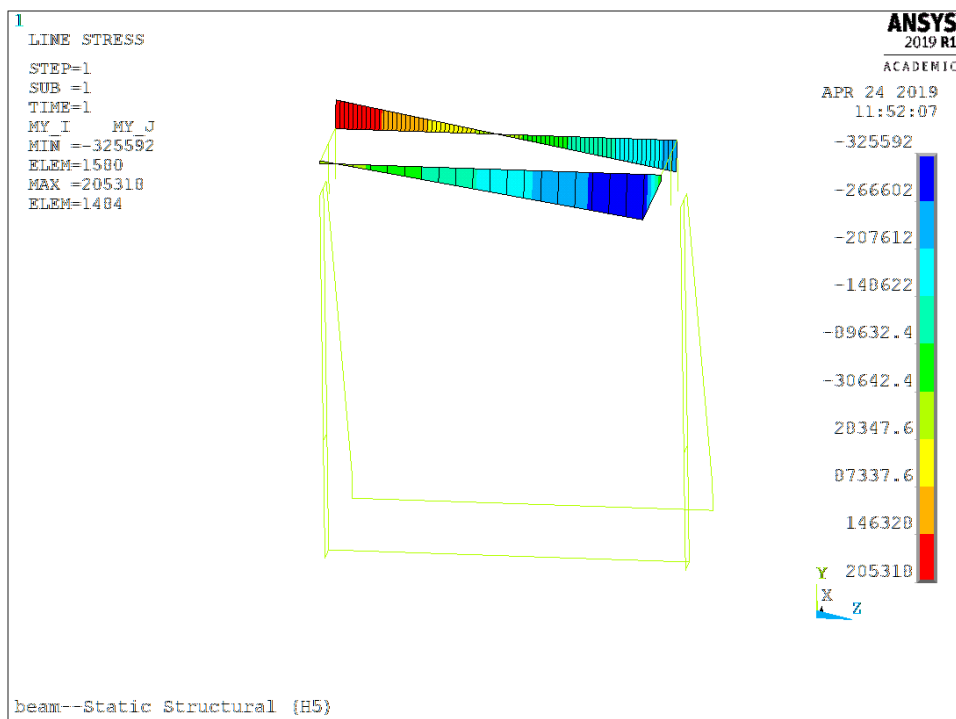
Příloha č.9 – Průběh posouvající síly v ose y při druhém zátěžném stavu



Příloha č.10 – Průběh posouvající síly v ose z při druhém zátěžném stavu



Příloha č.11 – Průběh ohybového momentu kolem osy x při druhém zátěžném stavu



Příloha č.11 – Průběh ohybového momentu kolem osy y při druhém zátěžném stavu

3. Kompletní výkresová dokumentace

Výkresová dokumentace není svázaná v textové části bakalářské práce, ale je přiložena formou samostatných výkresů. Obsahem jsou následující výkresy.

Seznam výkresů:

SZB-1	Zkušební stend	A1
SZB-1-0-1	Příruba se závity	A4
SZB-1-1	Horní svařenec	A1
SZB-1-1-1	Obdélníkový plech	A4
SZB-1-1-2	Trojúhelníkový plech	A4
SZB-1-1-3	Příruba s drážky	A4
SZB-1-1-4	U-profil prostřední	A4
SZB-1-1-5	U-profil krajní	A4
SZB-1-1-6	U-profil horní	A4
SZB-1-1-7	Čelo U-profilu	A4
SZB-1-1-8	I-profil	A4
SZB-1-1-9	Čelo I-profilu	A4
SZB-1-2	Prostřední nosník	A1
SZB-1-2-1	Spodní plech	A4
SZB-1-2-2	Čelo nosníku	A4
SZB-1-2-3	Kotouč dírou	A4
SZB-1-2-4	Kotouč s osazením	A4
SZB-1-2-5	Kruhová trubka	A4
SZB-1-2-6	Kraj nosníku	A4
SZB-1-2-7	Prostředek nosníku	A4

SZB-1-3	Pojízdné zařízení	A2
SZB-1-3-1	Bočnice	A4
SZB-1-3-2	Rolna	A4
SZB-1-3-3	Bronzová vložka	A4
SZB-1-3-4	Osa	A4
SZB-1-3-5	Závěs	A4
SZB-1-3-6	Kruhová trubka	A4
SZB-1-3-7	Kruhová trubka	A4
SZB-1-3-8	Čtvercová trubka	A3